



Automotive three-point constant speed articulated drive shaft linkage

Patent number: DE19822464
Publication date: 1999-01-07
Inventor: ISHIJIMA MINORU (JP); IKEDA TOSHIHIRO (JP);
 MIZUKOSHI YASUMASA (JP)
Applicant: NSK LTD (JP)
Classification:
 - international: F16D3/205
 - european: F16D3/205C
Application number: DE19981022464 19980519
Priority number(s): JP19970186018 19970627

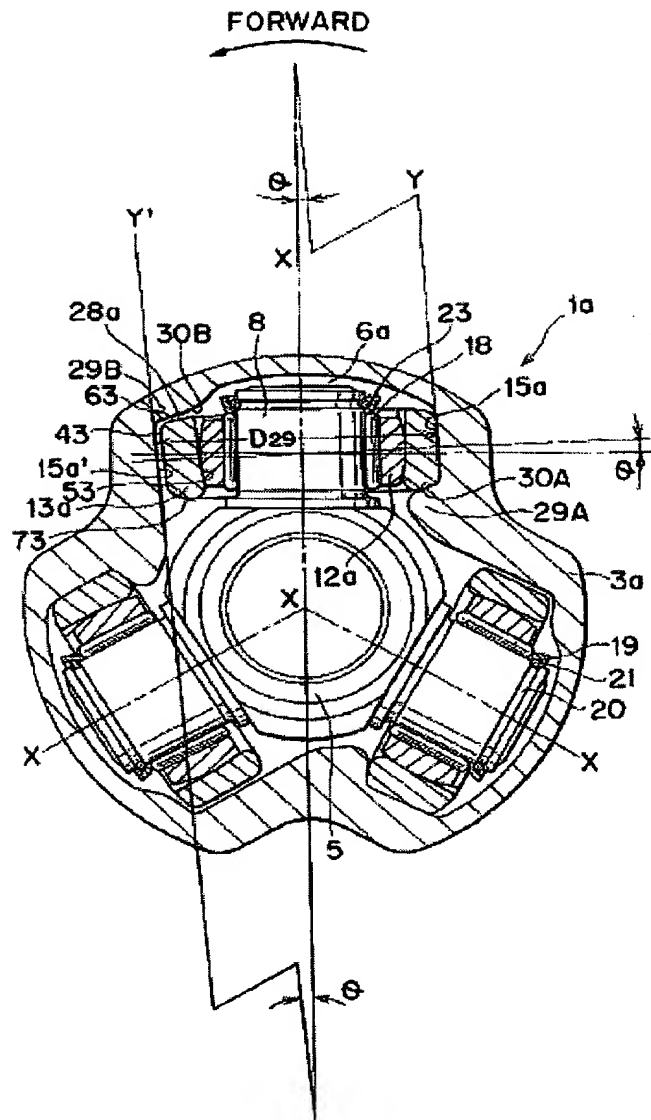
Also published as:

 US 6168528 (B1)
 J P11013779 (A)

Report a data error here

Abstract of DE19822464

Linkage has hollow housing attached to shaft, and contact surfaces which operate at given speed and torque value under influence of roller, minimising torque losses and judder



Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

HINTERGRUND DER ERFINDUNG

Gebiet der Erfindung

Die Erfindung betrifft ein Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenk, welches zwischen Drehwellen angeordnet ist, die miteinander unter einem Gelenkwinkel innerhalb eines Antriebssystems, z. B. eines Kraftfahrzeugs, zum Übertragen eines Drehmoments bei einer konstanten Geschwindigkeit verbunden sind.

Bemerkungen zum Stand der Technik

Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenke haben in der Vergangenheit als eine Type der in Kraftfahrzeug-Antriebssystemen eingesetzten Konstantgeschwindigkeitsgelenke weit verbreitet Anwendung gefunden. Z. B. beschreiben die japanischen Offenlegungsschriften Nr. 63-186036 und Nr. 62-233522 ein in Fig. 8 und Fig. 9 gezeigtes Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenk 1. Dieses Konstantgeschwindigkeitsgelenk 1 ist mit einem Hohlzylindergehäuse 3 ausgestattet, welches an einem Ende einer ersten Drehwelle 2 fest angeordnet ist, die als eine Antriebswelle oder dergleichen auf der Differentialgetriebeseite dient, und einem Dreifuß 5, welcher an einem Ende einer zweiten Drehwelle 4 fest angeordnet ist, die als eine getriebene Welle oder dergleichen auf der Radseite dient.

Ausnehmungen 6 sind in drei Positionen auf der Innenfläche des Gehäuses 3 in der Umfangsrichtung im gleichen Abstand (in einem Abstand von 120 Grad) angeordnet. Der Dreifuß 5, welcher an der zweiten Drehwelle 4 fest angeordnet ist, weist eine Muffe 7 auf, in welcher ein Ende der zweiten Drehwelle 4 angeordnet ist, und drei Zapfen 8, welche als zylinderförmige Stützen auf der Außenumfangsfläche dieser Muffe 7 in der Umfangsrichtung im gleichen Abstand (in einem Abstand von 120°) ausgebildet sind. Um jeden der Zapfen 8 wird eine Rolle 9 mit einer gekrümmten Außenumfangsfläche mittels eines Nadellagers 10 getragen, um frei drehbar um diesen und in der Axialrichtung geringfügig verschiebbar zu sein. Dann wird das Konstantgeschwindigkeitsgelenk durch Anordnen dieser Rollen 9 in den Ausnehmungen 6 auf der Gehäuseseite ausgebildet. Ein Paar von Innenseitenflächen 11 zum Ausbilden jeder der Ausnehmungen 6 ist jeweils als gekrümmte konkave Flächen erzeugt, und die Rolle 9 wird getragen, um in der Lage zu sein, zu schwingen und zwischen diesem Paar von Innenseitenflächen 11 frei zu gleiten.

Wenn bei diesem Konstantgeschwindigkeitsgelenk 1 z. B. die erste Drehwelle 2 gedreht wird, erfolgt das Übertragen deren Drehmoment vom Gehäuse 3 durch die Rollen 9, die Nadellager 10 und die Zapfen 8 zur Muffe 7 des Dreifußes 5, um so die zweite Drehwelle 4 in Drehung zu versetzen, welche an einem Ende der Muffe 7 fest angeordnet ist. Wenn weiterhin die Mittelachse der ersten Drehwelle 2 und die Mittelachse der zweiten Drehwelle 4 aus der Flucht sind (oder wenn ein Gelenkwinkel zwischen der ersten Drehwelle 2 und der zweiten Drehwelle 4 vorliegt), schwingen die jeweiligen Zapfen 8 um die Muffe 7 des Dreifußes 5 mit Bezug auf die Innenseitenflächen 11 der entsprechenden Ausnehmungen 6, bei der Ausführung der Drehung dieser ersten Drehwelle 2 und zweiten Drehwelle 4, wie in Fig. 8 und Fig. 9 gezeigt ist. In diesem Fall führen die durch die jeweiligen Zapfen 8 getragenen Rollen 9 auf den Innenseitenflächen der Ausnehmungen 6 Rollbewegungen aus und werden gleichzeitig entlang den Zapfen 8 axial bewegt. Infolge dieser Bewegungen kann die konstante Geschwindigkeit

zwischen der ersten Drehwelle 2 und der zweiten Drehwelle 4 gewährleistet werden, wie aus dem Stand der Technik hinreichend bekannt ist.

Wenn bei dem Konstantgeschwindigkeitsgelenk 1 die erste Drehwelle 2 und die zweite Drehwelle 4 bei dazwischen vorliegendem Gelenkwinkel gedreht werden, führen die jeweiligen Rollen 9 eine komplizierte Bewegung aus. D. h., in diesem Zustand werden die Rollen 9 in der Axialrichtung des Gehäuses 3 entlang den entsprechenden Innenseitenflächen 11 bewegt, während sie ihre Ausrichtung verändern und sich auch bewegen und axial entlang den Zapfen 8 gleiten. Wenn die Rollen 9 einer solchen komplizierten Bewegung unterliegen, wird eine Relativbewegung zwischen der Außenumfangsfläche jeder der Rollen 9 und der entsprechenden Innenseitenfläche 11 nicht immer gleichmäßig ausgeführt, so daß ein relativ großer Reibungswiderstand zwischen beiden Flächen erzeugt werden kann. In diesem Fall wird in dem in Fig. 8 und Fig. 9 gezeigten Konstantgeschwindigkeitsgelenk 1 bei jeder Drehung eine relativ große dreidimensionale Axialkraft erzeugt, wenn in einem Antriebssystem oder dergleichen eines Kraftfahrzeugs im Zustand eines großen Gelenkwinkels ein großes Drehmoment übertragen wird, und eine als Zittern bekannte Vibration wird erzeugt.

Ein Konstantgeschwindigkeitsgelenk 1a, wie in Fig. 10 bis 12 gezeigt, ist in der vorstehend erwähnten japanischen Offenlegungsschrift Nr. 63-186036 als ein Aufbau beschrieben, um solche Vibrationen zu verhindern, wie sie aus dem vorstehend beschriebenen Grund auftreten. In dieser verbesserten Type des Konstantgeschwindigkeitsgelenks 1 ist eine Rolle 9a, welche auf jedem der Zapfen 8 getragen wird, aus einem Satz aus einer Innenrolle 12 und einer Außenrolle 13 ausgebildet.

Die Innenrolle 12 ist erzeugt, daß sie eine zylinderförmige Innenumfangsfläche und eine kugelförmig-konvexe Außenumfangsfläche aufweist, und wird durch ein Lager 14 auf jedem der Zapfen 8 getragen. Die Außenrolle 13 ist mit einer zylinderförmigen Innenumfangsfläche ausgebildet und darin angeordnet, um so durch die Innenrolle 12 frei zu schwingen und sich in der Axialrichtung bewegen zu können. Weiterhin sind die Außenumfangsflächen der Außenrollen 13 in Rollkontakt mit den Führungsflächen 31, welche für die jeweiligen Ausnehmungen 6 paarweise erzeugt sind, die auf der Innenfläche des Gehäuses 3 ausgebildet sind, um so in der Lage zu sein, sich nur entlang der Axialrichtung des Gehäuses 3 zu bewegen (in Fig. 10 und Fig. 12 nach links und nach rechts gerichtet, und in Fig. 11 nach vorn und nach hinten gerichtet).

Wenn in dem Konstantgeschwindigkeitsgelenk 1a die Rollen 9a entlang der Axialrichtung des Gehäuses 3 bewegt werden, führen die Außenrollen 13 zum Ausbilden dieser Rollen 9a eine Rollbewegung aus. Auch wenn die Rollen 9a um den Dreifuß 5 schwingen oder schaukeln oder entlang den Axialrichtungen der Zapfen 8 rückwärts und vorwärts bewegt werden, schaukeln und gleiten die Innenrollen 12 zum Ausbilden der jeweiligen Rollen 9a mit Bezug auf die entsprechenden Außenrollen 13.

Diese Bewegungen der Außenumfangsflächen der Außenrollen 13 und der Innenrollen 12 mit Bezug auf die Gegenflächen sind einfacher und stabiler als die Bewegung der Rollen 9 mit Bezug auf die Innenseitenflächen 11 und die Zapfen 8 in dem in Fig. 8 und Fig. 9 gezeigten Aufbau. Folglich wird eine Axialkraft vermindert, welche im Zusammenhang mit der Drehung des Konstantgeschwindigkeitsgelenks 1a erzeugt ist, so daß selbst dann, wenn ein großes Drehmoment bei einem großen Gelenkwinkel übertragen wird, das Auftreten des Zitterns erschwert wird.

Bemerkungen zur vorhergehenden Erfindung

Ein Aufbau, wie in Fig. 13 bis 16 gezeigt, ist ferner in den japanischen Patentdokumenten Nr. 8-4073 und Nr. 8-138335 beschrieben, welche das Basisdokument der Internationalen Patentanmeldung Nr. PCT/JP97/00017 sind, angemeldet durch die vorliegenden Anmelder, ist eine Verbesserung des in Fig. 10 bis 12 gezeigten zweiten Beispiels zur Verbesserung der Haltbarkeit des Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenks.

Auch in dem Fall dieser vorhergehenden Erfindung ist ein Ende einer ersten Drehwelle, welche in der Figur nicht gezeigt ist, an dem Mittelteil eines Endes (an der in Fig. 13 gezeigten Rückflächenseite) eines Hohlzylindergehäuses 3a, welches auf der anderen Endseite in der Axialrichtung offen ist, eingepaßt und fest angeordnet, und ein Ende einer zweiten Drehwelle, ebenfalls in der Figur nicht gezeigt, ist in einen Dreifuß 5 eingepaßt und an diesem fest angeordnet.

Auf der Innenfläche des Gehäuses 3a sind in drei Positionen in der Umfangsrichtung im gleichen Abstand Ausnehmungen 6a erzeugt. Weiterhin ist ein Paar von Führungsnuten 15 für jede der Ausnehmungen 6a entlang der Axialrichtung des Gehäuses 3a (in Fig. 13 nach vorwärts und nach rückwärts gerichtet und in Fig. 15 und Fig. 16 nach rechts und nach links gerichtet) in einander in Gegenüberlage befindlichen Positionen auf der Innenfläche jeder der Ausnehmungen 6a ausgebildet. D. h., auf der Innenfläche jeder der Ausnehmungen 6a einander in Gegenüberlage angeordnete Teile sind vertieft, verglichen mit deren beiden Seiten, um das Paar von Führungsnuten 15 auszubilden. Die Paare von Führungsnuten 15 in den jeweiligen Ausnehmungen 6a weisen die unteren Flächen 16 auf, welche parallel zueinander erzeugt sind.

Andererseits sind drei Zapfen 8 im gleichen Abstand (ein Abstand von 120°) auf dem Dreifuß 5 ausgebildet, die von der Außenumfangsfläche der zylinderförmigen Muffe 7 vorstehen, an welcher ein Ende der zweiten Drehwelle eingepaßt und fest angeordnet ist. Die Zapfen 8 dringen jeweils in die Ausnehmungen 6a des Gehäuses 3a ein. Es ist darauf hinzuweisen, daß eine Ausnehmung 17 auf der Innenumfangsfläche der Muffe 7 erzeugt ist, welche die Übertragung eines großen Drehmoments zwischen der Muffe 7 und der zweiten Drehwelle zuläßt.

Eine Innenrolle 12a wird auf jedem der Zapfen 8 durch ein Radialnadellager 18 getragen, um frei drehbar zu sein und sich entlang der Axialrichtung der Zapfen 8 frei zu bewegen. Das in der Figur gezeigte Radialnadellager 18 ist ein sogenanntes käfigloses Vollrollenlager. Es ist jedoch statt dessen in Abhängigkeit von einem Belastungszustand ein Nadellager mit einem Käfig verwendbar. Weiterhin ist ein ringsförmiger Sprengring 19 auf jedem der Zapfen 8 in einem Abschnitt angeordnet, welcher von dem Radialnadellager 18 vorsteht, und dieser Sprengring 19 wird durch einen Anschlagring 21 abgefangen, welcher in eine Betätigungsnut 20 eingepaßt ist.

Demzufolge werden die Sprengringe 19 und die Nadeln 22, 22, welche die Radialnadellager 18 ausbilden, aus den jeweiligen Zapfen 8 nicht herausgezogen.

Weiterhin ist ein Anschlagkranz 23 auf dem in der Zeichnung gezeigten Sprengring 19 ausgebildet, der vom Außenende-Kantenabschnitt (der Endabschnitt auf der von der Außenumfangsfläche der Muffe 7 am weitesten beabstandeten Seite) des Sprengrings 19 nach außen in der Radialrichtung vorsteht. Der Außendurchmesser D23 des Anschlagkranzes 23 ist größer als der Innendurchmesser R12a der Innenrolle 12a ($D23 > R12a$).

Obgleich diese Innenrolle 12a in der Lage ist, sich in der Axialrichtung jedes der Zapfen 8 zu bewegen, ist folglich

eine Verschiebungsmenge der Innenrolle 12a durch die Außenumfangsfläche der Muffe 7 und den Anschlagkranz 23 begrenzt. Die Innenumfangsfläche der Innenrolle 12a ist als eine Zylinderfläche 24 ausgebildet, um in der Lage zu sein, sich entlang der Axialrichtung jedes der Zapfen zu bewegen. Andererseits ist die Außenumfangsfläche der Innenrolle 12a als eine kugelförmige Konvexfläche 25 ausgebildet.

Eine Außenrolle 13a wird auf jeder der Innenrollen 12a getragen. Dann ist die Außenumfangsfläche der Außenrolle 13a als eine Rollkontaktfläche mit einer zylindrischen Flächenform erzeugt, um so in der Lage zu sein, nur entlang der Axialrichtung des Gehäuses 3a in Kontaktbeziehung mit der Führungsnut 15 zu rollen. Der Außendurchmesser D13a der Außenrolle 13 ist eingestellt, daß er geringfügig kleiner als ein Abstand D15 zwischen den paarigen Führungsnuten 15 ist (zwischen den unteren Flächen) ($D13a < D15$), und eine Breite W13a der Außenwalze 13a ist eingestellt, daß sie geringfügig kleiner als eine Breite W15 der Führungsnut 15 ist ($W13a < W15$).

Weiterhin ist die Innenumfangsfläche jeder der Außenrollen 13a als eine kugelförmige Konkavfläche 26 erzeugt, und die kugelförmige Konvexfläche 25 der Innenrolle 12a ist in dieser kugelförmigen Konkavfläche 26 angeordnet, so daß die Außenrolle 13a in der Lage ist, mit Bezug auf die Innenrolle 12a frei zu schwingen oder zu schaukeln. Einfügenuten 27 sind in zwei Positionen erzeugt, welche einander in Gegenüberlage auf der Innenumfangsfläche der Außenrolle 13a ausgebildet sind, und die Innenrolle 12a wird durch diese Einfügenuten 27 in der Außenrolle 13a angeordnet. Es ist darauf hinzuweisen, daß diese Einfügenuten 27 herkömmlich bekannt sind und z. B. in der japanischen Offenlegungsschrift Nr. 5-67821 beschrieben werden.

Wenn in dem Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenk gemäß der vorhergehend erwähnten Erfindung die Innenrollen 12a und die Außenrollen 13a entlang der Axialrichtung des Gehäuses 3a bewegt werden, erfolgt die Rollbewegung der Außenrollen 13a mit Bezug auf die Führungsnuten 15. Wenn weiterhin die Zapfen 8 um die Muffe 7 des Dreifußes 5 schwingen und schaukeln, schwingen und schaukeln die Innenrollen 12a mit Bezug auf die Außenrollen 13a. Auch wenn die Innenrollen 12a und die Außenrollen 13a entlang der Axialrichtungen der Zapfen 8 bewegt werden, erfolgt die Bewegung der Innenrollen 12a, welche durch die Radialnadellager 18 auf den Zapfen 8 getragen werden, mit Bezug auf die jeweiligen Zapfen 8. In einem solchen Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenk der vorhergehend erwähnten Erfindung werden die Bauteile in einer relativ großen Fläche gleitend miteinander in Kontakt versetzt, so daß die Reibung und das vorzeitige Abblättern (Schuppen) der Oberflächen dieser Bauteile verhinderbar ist.

In dem Fall des Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenks der vorhergehend erwähnten Erfindung ist ein durch den Gleitkontakt zwischen der Außenfläche der Außenrolle 13a und der Innenfläche der Führungsnut 15 verursachter Reibungswiderstand nicht gleichbleibend, so daß der Wirkungsgrad der Übertragung nicht immer zufriedenstellend ist. Die Gründe dafür werden nachstehend unter Bezugnahme auf Fig. 17 bis 19 beschrieben.

Wenn, wie in Fig. 8 und Fig. 9 gezeigt, ein Drehmoment bei einem zwischen der ersten Drehwelle 2 und der zweiten Drehwelle 4 vorliegenden Gelenkwinkel übertragen wird, schwingen und schwanken die drei Zapfen 8 zur Ausbildung des Dreifußes um die Muffe 7 vorwärts und rückwärts. Andererseits bewegen sich die jeweiligen Außenrollen 13a nur innerhalb eines vorbestimmten Hubs entlang den Führungsnuten 15 in der Axialrichtung des Gehäuses 3a (in Fig. 17 nach links und nach rechts gerichtet) rückwärts und vorwärts. Demzufolge wirkt auf jede der Außenrollen 13a eine

Kraft in eine Richtung rechtwinklig zu den Führungsnuten 15. Es ist darauf hinzuweisen, daß derselbe Aufbau in dem Fall der Führungsnuten 15 mit einer in Fig. 13 bis 16 gezeigten Form verwendet wird, obgleich die in Fig. 17 bis 19 gezeigten Führungsnuten 15a eine ähnliche Form zu jener in einer zweiten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung aufweisen, welche weiter nachstehend beschrieben wird. Wenn z. B. die Zapfen 8 schwingen und sich aus einem in Fig. 17A gezeigten Zustand in einen in Fig. 17B gezeigten Zustand bewegen, wirkt eine Kraft in der Drückrichtung (in Fig. 17A und in Fig. 17B aufwärts gerichtet) auf die Außenrollen 13a ein, und die Außenseitenflächen der Außenrollen 13A nahe den Außenumfängen (die Fläche auf der Seite, welche am weitesten von der Muffe 7 beabstandet ist, die obere Fläche in Fig. 17) werden gegen die Innenseitenflächen der Führungsnuten 15a (15) gedrückt. Wenn andererseits die Zapfen 8 schwingen und sich aus dem in Fig. 17B gezeigten Zustand in den in Fig. 17A gezeigten Zustand bewegen, wirkt eine Kraft in der Zugrichtung (in Fig. 17A und Fig. 17B nach unten gerichtet) auf die Außenrollen 13a ein, so daß die Außenseitenflächen der Außenrollen 13a auf die Innenumfangflächen (die Fläche auf der Seite der Muffe 7, die untere Fläche in Fig. 17A und Fig. 17B) gegen die Innenflächen der Führungsnuten 15a (15) gedrückt werden.

Wie andererseits vorstehend beschrieben, ist die Breite W13a der Außenrolle 13a eingestellt, daß sie geringfügig kleiner als die Breite W15 der Führungsnut 15 (15a) ist ($W13a < W15$). Der Grund dafür besteht darin, zu verhindern, daß die Außenseitenfläche der Außenrolle 13a kräftig an der Innenseitenfläche der Führungsnut 15 (15a) reibt. Demzufolge ist zwischen der Außenseitenfläche der Außenrolle 13a und der Innenseitenfläche der Führungsnut 15 (15a) ein in Fig. 18 gezeigter Spalt 28 erzeugt. Auch wenn die Zapfen 8 um die Muffe 7 schwingen, wirkt auf Grund der Reibung zwischen der kugelförmigen Konvexfläche 25 und der kugelförmigen Konkavfläche 26 eine Kraft auf die Außenrolle 13a in eine Richtung, welche mit Bezug auf die Führungsnut 15a (15) geneigt ist. Dann wird mittels dieser Kraft und des Spalts 28 die Außenrolle 13a mit Bezug auf die Führungsnut 15a (15) geneigt, wie in übersteigerter Weise in Fig. 19 gezeigt ist.

Wenn, wie vorstehend beschrieben, die Außenrolle 13a mit Bezug auf die Führungsnut 15a (15) geneigt ist und die Zapfen 8 schwingen, neigt die Außenrolle 13a zum Überfahren der Führungsnut 15a, und eine große Reibungskraft wirkt zwischen der Innenseitenfläche der Führungsnut 15a (15) und der Außenseitenfläche der Außenrolle 13a. Demzufolge ist das Rollen der Außenrolle 13a nicht gleichmäßig ausführbar, die Reibungsverluste werden in dem Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenk 1a erhöht und ein Übertragungswirkungsgrad des Drehmoments wird vermindert. Außerdem nimmt die auf die Zapfen 8 einwirkende Axialkraft zu. Bei einer solchen Erhöhung der Axialkraft ist zu befürchten, wenn unter schweren Einsatzbedingungen, z. B. wenn ein großes Drehmoment bei einem großen Gelenkwinkel zu übertragen ist, daß das vorstehend erwähnte Auftreten des Zitterns nicht verhindert werden kann.

ZUSAMMENFASSUNG DER ERFINDUNG

Die vorliegende Erfindung entstand im Hinblick auf die vorstehend beschriebene Situation, und die Aufgabe der Erfindung besteht darin, ein Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenk zu schaffen, um den Übertragungswirkungsgrad eines Drehmoments zu erhöhen und ein Zittern zu vermeiden.

Um die vorstehend erwähnten Probleme erfindungsgemäß zu lösen, wird ein Dreifuß-Konstantgeschwindigkeits-

gelenk aufgezeigt, welches aufweist: ein hohlzylinderförmig ausgebildetes Gehäuse, welches in der Axialrichtung an einem Ende offen und an einem Ende einer ersten Drehwelle fest angeordnet ist, drei Ausnehmungen, welche im gleichen Abstand auf der Innenfläche dieses Gehäuses in der Umfangsrichtung angeordnet sind, ein Paar von Führungsflächen, welche in einander in Gegenüberlage befindlichen Positionen in jeder der Ausnehmungen erzeugt sind, um sich entlang der Axialrichtung des Gehäuses zu erstrecken, einen Dreifuß, welcher an einem Ende einer zweiten Drehwelle fest angeordnet ist und drei Zapfen aufweist, die aus dessen Außenumfangsfläche im gleichen Abstand in der Umfangsrichtung vorstehen, um in die jeweiligen Ausnehmungen eingefügt zu werden, drei Innenrollen, welche auf den Zapfen frei drehbar angeordnet sind, und drei Außenrollen, welche auf diesen Innenrollen angeordnet sind, um frei zu schwingen, wobei die Außenumfangsflächen jeweils als Rollkontaktflächen dienen, die in einer Rollkontaktbeziehung mit den Führungsflächen sind, wobei jede dieser Außenrollen entlang der Axialrichtung des entsprechenden Zapfens bewegt wird, so daß ein Drehmoment mit konstanter Geschwindigkeit zwischen den beiden Drehwellen übertragen werden kann, selbst bei einem Gelenkwinkel, welcher zwischen der ersten und der zweiten Drehwelle ausgebildet ist, wobei das Konstantgeschwindigkeitsgelenk dadurch gekennzeichnet ist, daß von dem Paar von Führungsflächen die Führungsfläche auf der Ankerseite zum engen Andrücken der Außenumfangsfläche der Außenrolle, wenn das Drehmoment in einer vorbestimmten Richtung übertragen wird, nicht parallel zu der Mittelachse der Zapfen in einem Zustand eines Gelenkwinkels von Null ausgebildet wird und Führungsabschnitte angeordnet sind, welche jeweils eine Kontaktfläche aufweisen, um mit einer Seitenfläche der Außenrolle auf der Ankerseite in Kontakt zu treten, auf der Seite, auf welcher ein Abstand zwischen der Führungsfläche auf der Ankerseite und der Mittelachse des Zapfens vergrößert ist.

Da in einem erfindungsgemäßen Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenk die Führungsflächen auf der Ankerseite und die Mittelachsen der jeweiligen Zapfen nicht parallel zueinander sind, wenn das Drehmoment übertragen wird, wirkt eine Teilkraft des Drehmoments auf die Außenwalzen in einer Richtung, in welcher ein Abstand zwischen der Ankerseiten-Führungsfläche und der Mittelachse des Zapfens vergrößert ist. Demzufolge werden die Reibungsverluste innerhalb des Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenks vermindert, um den Übertragungswirkungsgrad des Drehmoments zu erhöhen, wobei die auf den Dreifuß wirkende Axialkraft ebenfalls vermindert wird und das Auftreten des Zitterns erschwert wird. Folglich werden die Seitenflächen der Außenrollen gegen die Kontaktflächen der Führungsabschnitte gedrückt, so daß die Schwankung der Rollrichtung verhindert wird und eine Stabilisierung eintritt. Demzufolge wird das gleichmäßige Rollen der Außenrollen entlang den Ankerseiten-Führungsflächen erleichtert.

KURZBESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

Fig. 1 zeigt eine Querschnittansicht der ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung,

Fig. 2 zeigt eine Querschnittansicht der zweiten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung,

Fig. 3 zeigt eine Querschnittansicht der dritten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung,

Fig. 4 zeigt eine Querschnittansicht der vierten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung,

Fig. 5 zeigt eine Seitenschnittansicht zur Erläuterung einer Bewegung eines Zapfens,

Fig. 6 zeigt eine Ansicht zur Erläuterung eines Kontaktzustands zwischen einer Kontaktfläche und einer Außenrolle.

Fig. 7 zeigt ein Kurvenbild eines Neigungswinkels zwischen der Unterfläche einer Führungsfläche und der mittleren Achse eines Zapfens sowie einen Einfluß eines Gelenkwinkels auf die Axialkraft des Zapfens.

Fig. 8 zeigt schematisch eine perspektivische Ansicht des ersten Beispiels eines herkömmlichen Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenks.

Fig. 9 zeigt eine Querschnittansicht entlang der Linie A-A in Fig. 8.

Fig. 10 zeigt eine Teilausschnittansicht des zweiten Beispiels eines herkömmlichen Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenks im Zustand eines Gelenkwinkels von Null Grad.

Fig. 11 zeigt eine Querschnittansicht entlang der Linie B-B in Fig. 10.

Fig. 12 zeigt eine Ansicht entsprechend dem linken Teil in Fig. 10 in einem Gelenkwinkelzustand.

Fig. 13 zeigt eine Teilausschnitt-Vorderansicht eines Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenks gemäß der vorhergehenden Erfindung.

Fig. 14 zeigt eine Teilausschnitt-Vorderansicht des Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenks gemäß der vorhergehenden Erfindung.

Fig. 15 zeigt eine Querschnittansicht entlang der Linie C-C in Fig. 13, wobei ein Teil ausgelassen ist, in einem Zustand unter einem Gelenkwinkel von Null Grad.

Fig. 16 zeigt eine Ansicht ähnlich Fig. 15, doch in einem Zustand unter einem großen Gelenkwinkel.

Fig. 17A und Fig. 17B zeigen Ansichten ähnlich Fig. 15 und Fig. 16 zur Erläuterung der Bewegungen der jeweiligen ausbildenden Teile des Gelenks zum Zeitpunkt der Übertragung des Drehmoments in einem Zustand unter einem großen Gelenkwinkel.

Fig. 18 zeigt eine Teilausschnitt-Vorderansicht mit einem Spalt, welcher zwischen der Außenfläche der Außenrolle und der Innenfläche der Führungsfläche in einer übersteigerten Weise gezeigt ist, und

Fig. 19 zeigt eine Ansicht ähnlich Fig. 16, um einen Zustand in einer übersteigerten Weise zu zeigen, in welchem die Außenrolle auf Grund des zwischen der Außenfläche der Außenrolle und der Innenfläche der Führungsfläche vorliegenden Spalts geneigt ist.

BESCHREIBUNG DER BEVORZUGTEN AUSFÜHRUNGSFORMEN

Die bevorzugten Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung werden nachstehend beschrieben. Es ist darauf hinzuweisen, daß die vorliegende Erfindung durch einen Aufbau zur Verminderung der Reibungsverluste innerhalb eines Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenks und zur Verhinderung des gleichzeitigen Auftretens einer Vibration, welche als "Zittern" bezeichnet ist, zum Zeitpunkt der Übertragung eines Drehmoments in einem Zustand des Vorliegens eines Gelenkwinkels, gekennzeichnet ist. Der Aufbau und die Wirkungen der Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung, welche anders sind als die vorstehend erwähnte eine, sind im wesentlichen dieselben oder gleichwertig zu jenen der in Fig. 13 bis 16 gezeigten vorhergehenden Erfindung, so daß die Darstellung und die Beschreibung der Teile oder der Elemente der Ausführungsformen, welche zu den gezeigten und unter Bezugnahme auf die vorhergehende übereinstimmend sind, ausgelassen oder verkürzt werden, wobei die nachstehende Beschreibung besonders auf die kennzeichnenden Teile der Ausführungsformen ge-

richtet ist.

Weiterhin sind drei Paare von Führungsflächen und Rollen usw. einander übereinstimmend, so daß zur Vereinfachung nur ein Paar mit Bezugszeichen bezeichnet ist.

Fig. 1 zeigt die erste Ausführungsform der vorliegenden Erfindung in einer Querschnittansicht.

Wird der Aufbau gemäß der in Fig. 1 gezeigten ersten Ausführungsform mit dem Aufbau gemäß der in Fig. 13 bis 16 gezeigten vorhergehenden Erfindung verglichen, unterscheidet sich die äußere Form eines Gehäuses 3a. Dieser Unterschied in der äußeren Form des Gehäuses 3a steht jedoch in keiner Beziehung zum Kern der vorliegenden Erfindung.

Das Gehäuse 3a ist ein zylinderförmiger Hohlkörper, welcher in der Axialrichtung an einem Ende offen ist. Ein Ende einer ersten Drehwelle, in der Figur nicht gezeigt, ist in den mittleren Teil eines Endes (auf der Rückflächenseite in Fig. 1) des hohlzylinderförmigen Gehäuses 3a eingepaßt und fest angeordnet, und ein Ende einer zweiten Drehwelle, ebenfalls in der Figur nicht gezeigt, ist in einen Dreifuß 5 eingepaßt und fest angeordnet.

Wenn ein Kraftfahrzeug, welches den Aufbau dieser Ausführungsform in dessen Antriebssystem aufweist, zur Vorwärtsfahrt gestartet wird, werden das Gehäuse 3a und der Dreifuß 5 in Gegenuhrzeigerrichtung in Fig. 1 in Drehung versetzt. Folglich gelangen unbetätigte Abschnitte zwischen den Führungsflächen 15a, 15a' und den Außenrollen 13a, welche weiter nachstehend beschrieben werden, die Führungsflächen 15a und die Außenflächen der Außenrollen 13a auf der voreilenden Seite in der Uhrzeigerrichtung auf einer Ankerseite sind, miteinander in Kontakt, um das Drehmoment zu übertragen. Andererseits sind die Führungsflächen 15a' und die Außenumfangsflächen der Außenrollen 13a auf einer Gegenankerseite, um voneinander getrennt zu sein.

Ausnehmungen 6a sind in drei Positionen im gleichen Abstand in der Innenfläche des Gehäuses 3a in der Umfangsrichtung erzeugt, und ein Paar von flachen und parallelen Führungsflächen 15a, 15a' sind in jeder der Ausnehmungen 6a einander in Gegenüberlage angeordnet. Ein Führungsabschnitt 29A mit einer geneigten Kontaktfläche 30A ist auf der Innenseite jeder der Führungsflächen 15a in der Radialrichtung erzeugt, während auf der Außenseite jeder der Führungsflächen 15a' in der Radialrichtung ein Führungsabschnitt 29B mit einer geneigten Kontaktfläche 30B erzeugt ist. Die Innenseite der Führungsfläche 15a erstreckt sich in der Radialrichtung gerade. D. h., die Führungsflächen 15a, 15a' weisen symmetrische Formen auf, und ein Winkel zwischen jeder der Kontaktflächen 30A, 30B und der Führungsfläche ist als ein stumpfer Winkel ausgebildet. Solche asymmetrische Formen der Führungsflächen erleichtern das Ziehen eines Warmumformmaterials zum Erzeugen des Gehäuses 3a.

Andererseits sind die drei Zapfen 8, welche im gleichen Abstand auf dem Dreifuß 5 angeordnet sind, in den jeweiligen Ausnehmungen 6a eingefügt.

Auf jedem der Zapfen 8 wird eine Innenrolle 12a durch ein Radialnadellager 18 getragen, um frei drehbar und entlang der Axialrichtung des Zapfens 8 frei bewegbar zu sein. Das in der Figur gezeigte Radialnadellager 18 ist ein sogenanntes vollrolliges Rollenlager ohne Käfig. Statt dessen kann jedoch in Abhängigkeit von einem Belastungszustand ein Nadellager mit einem Käfig verwendet werden. Weiterhin ist ein ringförmiger Sprengring 19 auf jedem der Zapfen 8 in einem Abschnitt angeordnet, welcher von dem Radialnadellager 18 vorsteht, und dieser Sprengring 19 wird durch einen Anschlagring 21 abgefangen, welcher in einer Betätigungsnut 20 angeordnet ist. Demzufolge werden die

Sprengringe 19 und die Nadeln 22, 22, welche die Radialnadeln 18 ausbilden, nicht von den jeweiligen Zapfen 8 abgezogen.

Weiterhin ist ein Anschlagkranz 23 auf dem in der Zeichnung gezeigten Sprengring 19 angeordnet, der in der Radialrichtung vom Außenende-Kantenabschnitt (dem Endabschnitt auf der am weitesten beabstandeten Seite von der Außenumfangsfläche der Muffe 7) des Sprenglings 19 nach außen vorsteht. Der Außendurchmesser D23 des Anschlagkranzes 23 ist größer als der Innendurchmesser R12a der Innenrolle 12a ($D23 > R12a$). Obgleich folglich diese Innenrolle 12a in der Lage ist, sich in der Axialrichtung jedes der Zapfen 8 zu bewegen, ist eine Verschiebungsmenge der Innenrolle 12a durch die Außenumfangsfläche der Muffe 7 und den Anschlagkranz 23 begrenzt. Die Innenumfangsfläche der Innenrolle 12a ist als eine zylinderförmige Fläche ausgebildet, um in der Lage zu sein, sich entlang der Axialrichtung jedes der Zapfen zu bewegen. Andererseits ist die Außenumfangsfläche der Innenrolle 12a als eine kugelförmige Konvexfläche ausgebildet.

Eine Außenrolle 13a wird auf jeder der Innenrollen 12a getragen. Dann ist die Außenumfangsfläche der Außenrolle 13a als eine Rollkontaktfläche mit einer zylindrischen Form erzeugt, um in der Lage zu sein, nur entlang der Axialrichtung des Gehäuses 3a in Kontaktbeziehung mit der Führungsnut 15 zu rollen.

Weiterhin ist die Innenumfangsfläche jeder der Außenrollen 13a als eine kugelförmige Konkavfläche ausgebildet, und die kugelförmige Konvexfläche der Innenrolle 12a ist in dieser kugelförmigen Konkavfläche angeordnet, so daß die Außenrolle 13a in der Lage ist, mit Bezug auf die Innenrolle 12a frei zu schwingen oder zu schaukeln.

Besonders in dem Fall des Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenks der ersten Ausführungsform sind die Ausnehmungen 6a und die Außenrollen 13a mit Bezug auf die jeweiligen Zapfen 8 asymmetrisch angeordnet, in einem Zustand, in welchem das Drehmoment zwischen dem Gehäuse 3a und dem Dreifuß 5 übertragen wird. D. h., wenn ein Kraftfahrzeug, welches den Aufbau der vorliegenden Ausführungsform in dem Antriebssystem aufweist, zur Vorwärtsfahrt gestartet wird, dreht das Gehäuse 3a den Dreifuß 5 in die Gegenuherrichtung (Vorwärtsdrehung) in Fig. 1, und die Führungsflächen 15a und die Außenumfangsflächen der Außenrollen 13a, welche auf der Schleppseite in der Drehrichtung vorliegen, welche die Ankerseite darstellen, werden miteinander in Kontakt versetzt, während das Kraftfahrzeug rückwärts bewegt wird, wobei das Gehäuse 3a den Dreifuß 5 in Fig. 1 in die Uhrzeigerrichtung dreht (Rückwärtsdrehung), und die Führungsflächen 15a', welche auf der voreilenden Seite in der Vorwärtsdrehrichtung vorliegen, und die Außenumfangsflächen der Außenrollen 13a, welche die Ankerseite ist, werden miteinander in Kontakt gebracht.

In dem Fall der ersten Ausführungsform sind die Formen und die Abmessungen der das Gelenk ausbildenden Teile begrenzt, so daß jede Führungsfläche 15a und die Außenumfangsfläche der entsprechenden Außenrolle 13a miteinander in Kontakt versetzt werden, und bei einem Gelenkwinkel von Null Grad sind die Zapfen 8 und die jeweiligen Führungsflächen 15a auf der Ankerseite einander in Gegenüberlage in einer gegenseitig geneigten Weise, wie vorstehend erwähnt ist. D. h., die beiden Führungsflächen 15a, 15a' (deren Verlängerungslinien, welche mit Y und Y' bezeichnet sind) sind parallel zueinander angeordnet und sind mit Bezug auf die Mittelachse X jedes der Zapfen 8 nur in einem Winkel θ geneigt. Es ist darauf hinzuweisen, daß die Mittelachsen X in der Vorwärtsrichtung und in der Rückwärtsrichtung in Fig. 1 geneigt sind, wenn ein Gelenkwinkel zwi-

schen dem Gehäuse 3a und dem Dreifuß 5 vorgesehen ist. Wenn folglich die Führungsflächen 15a, 15a' und die Mittelachse X jedes der Zapfen 8 nicht parallel zueinander angeordnet sind, ist der Gelenkwinkel auf Null Grad eingestellt, wobei in diesem Fall die axiale Mitte der ersten Drehwelle, deren eine Ende in dem Gehäuse 3a eingepaßt und fest angeordnet ist, mit der axialen Mitte der zweiten Drehwelle 4, deren eine Ende in dem Dreifuß 5 eingepaßt und fest angeordnet ist, ausgerichtet ist.

In dem Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenk der ersten Ausführungsform sind die Führungsflächen 15a, 15a', mit welchen die Außenumfangsflächen jeder Außenrolle 13a in Kontakt sind, und die Mittelachse X des entsprechenden Zapfens 8 bei dem Gelenkwinkel von Null Grad nicht parallel zueinander angeordnet, so daß die Innenseitenflächen (oder die Außenseitenflächen) der jeweiligen Außenrollen 13a zum Zeitpunkt der Drehmomentübertragung weiterhin gegen die Kontaktflächen 30A der Führungsflächen 15a (oder die Kontaktflächen 30B der Führungsflächen 15a') drücken. Die Gründe dafür sind folgende:

Zum Zeitpunkt der Vorwärtsdrehung, z. B. aus den Führungsflächen 15a, 15a', drückt die Führungsfläche 15a auf der Ankerseite gegen die Außenumfangsfläche der entsprechenden Außenrolle 13a. Da in dem Fall der ersten Ausführungsform die Führungsfläche 15a und die Mittelachse X des entsprechenden Zapfens 8 angeordnet sind, daß sie nicht parallel zueinander sind, wird eine Teilkraft in eine Richtung erzeugt, um die Außenrolle 13a in der Axialrichtung nach innen gerichtet zu bewegen. Dann wird auf Grund dieser Teilkraft die Außenrolle 13a in der Axialrichtung des Zapfens 8 zusammen mit der Innenrolle 12a nach innen gerichtet bewegt, um gegen die innerhalb der Führungsfläche 15a ausgebildete Kontaktfläche 30A in die Radialrichtung gedrückt zu werden.

In mehr spezifischer Weise wird jede der Außenrollen 13a zu der Seite bewegt, auf welcher sich ein Raum zwischen der Führungsfläche 15a und der Mittelachse X des entsprechenden Zapfens 8 erstreckt (nachstehend als die Erstreckungsseite bezeichnet). In dem Fall der ersten Ausführungsform wird demgemäß die Innenseitenfläche jeder Außenrolle 13a in der Radialrichtung gegen die entsprechende Kontaktfläche 30A im Innenteil des Konstantgeschwindigkeitsgelenks 1a gedrückt.

Demzufolge ist eine Richtung, in welche jede der Außenrollen 13a zu rollen ist, mit Bezug auf die Längsrichtung der entsprechenden Führungsfläche 15a (die Vorwärts- und die Rückwärtsrichtung in Fig. 1) nicht wesentlich geneigt, so daß die entsprechende Außenrolle 13a entlang der Führungsfläche 15a gleichmäßig rollen kann. In diesem Fall liegt in dem Außenteil des Konstantgeschwindigkeitsgelenks 1a in der Radialrichtung immer zwischen jeder der Außenrollen 13a und jeder der Kontaktflächen 30B ein Spalt vor. Demzufolge können nicht nur die durch die innerhalb des Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenks erzeugte Reibung verursachten Verluste vermindert und der Übertragungswirkungsgrad erhöht werden, sondern auch das Auftreten des Zitterns ist wirkungsvoll verhinderbar.

Es ist darauf hinzuweisen, daß die Führungsflächen 15a, welche auf der Gegenankerseite zum Zeitpunkt der Vorwärtsdrehung vorliegen, parallel zu den Führungsoberflächen 15a auf der Ankerseite sind. Der Grund für diesen Aufbau besteht darin, zu verhindern, daß die Außenumfangsflächen der jeweiligen Außenrollen 13a mit den Führungsflächen 15a' auf der Gegenankerseite unter Reibwirkung in Kontakt gelangen, im Hinblick auf die Tatsache, daß die Mittelachsen der jeweiligen Außenrollen 13a mit Bezug auf die Mittelachsen der jeweiligen Zapfen 8 zum Zeitpunkt der Drehmomentübertragung geneigt sind. D. h., der Drehwi-

derstand der jeweiligen Außenrollen 13a wird groß, wenn die Außenumfangsflächen der jeweiligen Außenrollen 13a unter Reibwirkung mit den Führungsflächen 15a' auf der Gegenankerseite in Kontakt gelangen, so daß die Leistungsverluste innerhalb des Konstantgeschwindigkeitsgelenks 1a erhöht sind und die Axialkraft vergrößert ist. Dann sind die Führungsflächen 15a' auf der Gegenankerseite und die Führungsflächen 15 auf der Ankerseite angeordnet, daß sie parallel zu den Außenumfangsflächen der Außenrollen 13a sind, um den Leistungsverlust und den Anstieg der Axialkraft zu verhindern.

In dem Fall der ersten Ausführungsform ist ferner jede der Außenrollen 13a nicht in der Ausnehmung angeordnet, wie in Fig. 13 bis 16 gezeigt, sondern ist nur mit der flachen Führungsfläche 15a und der Kontaktfläche 30A in Kontakt versetzt, da die Kontaktflächen 30A, 30B nur auf einer Seite mit Bezug auf die Führungsnuten 15, 15a des Gehäuses 3 angeordnet sind. Demzufolge wird der infolge der Reibung innerhalb des Gelenks hervorgerufene Leistungsverlust vermindert, und der Übertragungswirkungsgrad wird erhöht.

D. h., der Außendurchmesser D13a jeder der Außenrollen 13a ist geringfügig kleiner als ein Abstand D29 zwischen den Führungsflächen 15a, 15a', welche als ein Paar für jede der Ausnehmungen 6a erzeugt sind ($D13a < D29$). Zum Zeitpunkt der Drehmomentübertragung sind demgemäß die Außenseitenflächen der jeweiligen Rollen 13a mit den Kontaktflächen 30A auf der Ankerseite in Gleitkontakt, doch von den Kontaktflächen 30B auf der Gegenankerseite beabstandet. Wenn die Führungsfläche verwendet wird, welche im Querschnitt eine Rechteckform aufweist, wie in Fig. 13 gezeigt, sind die Außenseitenflächen der jeweiligen Außenrollen 13a nicht immer von den Innenseitenflächen der Führungsflächen 15 auf der Gegenankerseite beabstandet, so daß der Leistungsverlust in dem Konstantgeschwindigkeitsgelenk möglicherweise ansteigt. Andererseits sind in dem Fall der ersten Ausführungsform die Innenseiten der Führungsflächen 15a' auf der Gegenankerseite gerade erzeugt, so daß ein Gleitkontakt der Innenseitenflächen der jeweiligen Außenrollen 13a auf der Gegenankerseite nicht veranlaßt werden kann. Demzufolge kann der Leistungsverlust in dem Konstantgeschwindigkeitsgelenk auf das Minimum zurückgeführt werden.

Wenn andererseits in der ersten Ausführungsform das Kraftfahrzeug zur Rückwärtsfahrt gestartet wird, dreht das Gehäuse 3a den Dreifuß 5 in die Gegenurzeigerrichtung (die Rückwärtsdrehung). In einem solchen Fall werden die Führungsflächen 15a' mit den Außenumfangsflächen der jeweiligen Außenrollen 13a in Kontakt versetzt, welche auf der Schleppseite in der Drehrichtung vorliegen, d. h. auf der Ankerseite, so daß die Führungsflächen 15a' die Außenumfangsflächen der Außenrollen 13a drücken. Da in der ersten Ausführungsform jede der Führungsflächen 15a und die Mittelachse X des entsprechenden Zapfens 8 nicht parallel zueinander angeordnet sind, wird in der Außenrolle 13a in der Richtung zur Bewegung zur Erstreckungsseite (die Seite, auf welcher sich der Spalt zwischen jeder der Führungsflächen 15a' und der Mittelachse X jedes der Zapfen 8 erstreckt) eine Teilkraft erzeugt. Dann wird auf der Grundlage dieser Teilkraft jede der Außenrollen 13a zusammen mit der entsprechenden Innenrolle 12a in der Axialrichtung des Zapfens 8 nach außen bewegt, um so gegen den Kontaktabschnitt 30B auf der Seite der Führungsfläche 15a' gedrückt zu werden. Dadurch gelangen die Innenseitenflächen der Außenrollen 13a nicht mit einem Teil in dem Innenteil in der Radialrichtung des Konstantgeschwindigkeitsgelenks 1a in Kontakt.

Aus diesem Grund ist die Richtung, in welche jede der Außenrollen 13a gerollt wird, mit Bezug auf die Längsrichtung

(die Vorwärts- und die Rückwärtsrichtung in Fig. 1) der entsprechenden Führungsfläche 15a' nicht wesentlich geneigt, so daß die Rollbewegung der entsprechenden Außenrolle 13a entlang der Führungsfläche 15a' gleichmäßig ausführbar ist. Demzufolge sind nicht nur die Verluste auf Grund einer innerhalb des Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenks erzeugten Reibung vermindert und der Übertragungswirkungsgrad kann erhöht werden, sondern das Auftreten des Zitterns ist wirkungsvoll verhinderbar. Es ist darauf hinzuweisen, daß die Axialkraft in einem solchen Fall im wesentlichen dieselbe wie in dem Fall ist, wenn das Kraftfahrzeug zur Vorwärtsfahrt startet (wenn das Gehäuse 3a in die Gegenurzeigerrichtung gedreht wird). Ein solches Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenk ist für den Antrieb jeweils des rechten und des linken Rads verwendbar, welche unterschiedliche Drehrichtungen aufweisen, wobei allgemein gebräuchliche Bauteile zum Einsatz gelangen können.

Fig. 2 zeigt die zweite Ausführungsform der vorliegenden Erfindung im Querschnitt. Es ist darauf hinzuweisen, daß diese zweite Ausführungsform unter besonderer Berücksichtigung unterschiedlicher Punkte gegenüber der in Fig. 1 gezeigten ersten Ausführungsform beschrieben wird und die ausführliche Beschreibung übereinstimmender Bauteile ausgelassen ist.

Die zweite Ausführungsform unterscheidet sich von der ersten Ausführungsform in der Form des Gehäuses 3a. In spezifischer Weise sind die Führungsabschnitte 29A, 29B, die Kontaktflächen 30A, 30B aufweisen, welche jeweils in der Radialrichtung nach innen und nach außen geneigt sind, auf der Führungsfläche 15a erzeugt, und die Führungsfläche 15a' ist ohne Kontaktfläche in einer geraden Form ausgebildet. Die Führungsflächen 15a, 15a' weisen ebenfalls asymmetrische Formen auf, so daß es leicht ist, die Materialien zur Wärmebehandlung des Gehäuses 3a zu ziehen.

Wenn das Kraftfahrzeug, welches das Gelenk der zweiten Ausführungsform in dessen Antriebssystem aufweist, zur Vorwärtsfahrt gestartet wird, dreht das Gehäuse 3a den Dreifuß 5 in die Gegenurzeigerrichtung (die Vorwärtsrichtung) in Fig. 2, und die Führungsflächen 15a und die Außenumfangsflächen der Außenrollen 13a, welche auf der Schleppseite in der Drehrichtung vorliegen, d. h. der Ankerseite, werden einander in Kontakt versetzt. Dann wirkt infolge der Neigung der Führungsflächen 15a eine Teilkraft auf die Außenrollen 13a in einer Richtung, um die Außenrollen 13a zur Erstreckungsseite zu bewegen, so daß die Innenflächen der jeweiligen Außenrollen und die Kontaktflächen 30A in dem Innenteil des Konstantgeschwindigkeitsgelenks in der Radialrichtung einander in Kontakt versetzt werden. In diesem Fall liegt in dem Außenteil des Konstantgeschwindigkeitsgelenks 1a in der Radialrichtung zwischen der Außenseitenfläche jeder der Außenrollen 13a und jeder der Kontaktflächen 30B immer ein Spalt 28a vor.

Aus diesem Grund ist eine Richtung, in welche jede der Außenrollen 13a gerollt wird, mit Bezug auf die Längsrichtung jeder der Führungsflächen 15a (die Vorwärts- und die Rückwärtsrichtung in Fig. 1) nicht wesentlich geneigt, so daß die Rollbewegung der jeweiligen Außenrollen 13a entlang den Führungsflächen 15a gleichmäßig ausführbar ist. Demzufolge werden Verluste vermindert, welche infolge einer innerhalb des Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenks erzeugten Reibung auftreten, so daß der Übertragungswirkungsgrad erhöht werden kann und weiterhin das Auftreten des Zitterns wirkungsvoll vermeidbar ist.

Wird andererseits das Kraftfahrzeug zur Rückwärtsfahrt gestartet, dreht das Gehäuse 3a den Dreifuß 5 in die Uhrzeigerrichtung (die Rückwärtsrichtung) in Fig. 2, und die Führungsflächen 15a' und die Außenumfangsflächen der Au-

Benrollen 13a, welche auf der Schleppseite in der Drehrichtung vorliegen, d. h. auf der Ankerseite, werden einander in Kontakt gebracht. In einem solchen Fall wirkt eine Teilkraft auf jede der Außenrollen 13a in eine Richtung zur Bewegung zur Erstreckungsseite, so daß die Außenrollen 13a auf Grund dieser Teilkraft in einen Gleitkontakt mit den Kontaktflächen 30B auf der Gegenankerseite gelangen. Demzufolge steigt der Drehwiderstand an. D. h., in dem Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenk der zweiten Ausführungsform unterscheidet sich der Drehwiderstand (die Axialkraft) beim Starten der Vorwärtsfahrt des Kraftfahrzeugs vom Drehwiderstand beim Starten der Rückwärtsfahrt des Kraftfahrzeugs. Eine Fahrtrichtung eines Kraftfahrzeugs ist jedoch meist eine Vorwärtsrichtung, so daß keine großen Unannehmlichkeiten auftreten. Es ist darauf hinzuweisen, daß es in dem Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenk der zweiten Ausführungsform notwendig ist, zwei Typen von Gehäusen herzustellen, welche eine spiegelbildliche Beziehung wie das linke und das rechte Rad aufweisen.

Fig. 3 zeigt die dritte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung in einer Teilschnittansicht. Es ist darauf hinzuweisen, daß die dritte Ausführungsform unter besonderer Berücksichtigung unterschiedlicher Punkte gegenüber der in Fig. 1 gezeigten Ausführungsform beschrieben wird und die aus fühliche Beschreibung übereinstimmender Bauteile ausgelassen ist.

Die dritte Ausführungsform unterscheidet sich von der ersten Ausführungsform in den Formen des Gehäuses 3a und der Außenrollen 13a. In spezifischer Weise ist ein Führungsabschnitt 29A mit einer Kontaktfläche 30A auf einer ebenen Führungsfläche 15a ausgebildet, während ein Führungsabschnitt 29B mit einer Kontaktfläche 30B, welche rechtwinklig zu der ebenen Führungsfläche 15a ist, auf der Außenseite der Führungsfläche 15a in der Radialrichtung erzeugt ist. Die Innenseite jeder der Führungsflächen 15a in der Radialrichtung erstreckt sich gerade. Weiterhin weist jede der Außenrollen 13a eine Innenseitenfläche mit einem konvex gekrümmten Abschnitt auf, entsprechend der Kontaktfläche 30A, und die Außenseitenfläche jeder Außenrolle 13a, entsprechend der Kontaktfläche 30B, welche einen rechten Winkel mit der Außenumfangsfläche begrenzt. Auch in der ersten Ausführungsform weisen die Führungsflächen 15a, 15a' asymmetrische Formen auf, so daß es leicht ist, Material für die Warmverarbeitung des Gehäuses 3a auszuwählen.

Wird ein Kraftfahrzeug mit einem Konstantgeschwindigkeitsgelenk der dritten Ausführungsform in dessen Antriebssystem zur Vorwärtsbewegung gestartet, dreht das Gehäuse 3a den Dreifuß 5 in die Gegenuehrzeigerrichtung (die Vorwärtsrichtung) in Fig. 3, und die Führungsflächen 15a und die Außenumfangsflächen der Außenrollen 13a, welche auf der Schleppseite in der Drehrichtung vorliegen, d. h. der Ankerseite, werden einander in Kontakt gebracht. Dann wirkt auf Grund der Neigung der Führungsflächen 15a eine Teilkraft auf die Außenrollen 13a in einer Richtung, in welche die Außenrollen 13a zur Erstreckungsseite bewegt werden, so daß die Innenseitenflächen der jeweiligen Außenrollen 13a und die Kontaktflächen 30A in einem Innenteil des Konstantgeschwindigkeitsgelenks in der Radialrichtung einander in Kontakt gebracht werden. In diesem Fall liegt in einem Außenteil des Konstantgeschwindigkeitsgelenks in der Radialrichtung zwischen der Außenfläche jeder der Außenrollen 13a und der entsprechenden Kontaktfläche 30B immer ein Spalt 28c vor.

Aus diesem Grund ist eine Richtung, in welche jede der Außenrollen 13a gerollt wird, mit Bezug auf die Längsrichtung jeder der Führungsflächen 15a (der Vorwärts- und der Rückwärtsrichtung in Fig. 3) nicht wesentlich geneigt, so

daß die Rollbewegung der jeweiligen Außenrollen 13a entlang den Führungsflächen 15a gleichmäßig ausgeführt werden kann. Demzufolge werden Verluste auf Grund einer Reibung vermindert, welche innerhalb des Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenks erzeugt wird, so daß der Übertragungswirkungsgrad erhöht werden kann und weiterhin das Auftreten des Zitterns wirkungsvoll vermieden werden kann.

Wird andererseits das Kraftfahrzeug zur Rückwärtsfahrt gestartet, dreht das Gehäuse 3a den Dreifuß 5 in die Uhrzeigerrichtung (die Rückwärtsrichtung), und die Führungsflächen 15a' und die Außenumfangsflächen der Außenrollen 13a, welche auf der Schleppseite in der Drehrichtung vorliegen, d. h. auf der Ankerseite, werden einander in Kontakt gebracht. In einem solchen Fall werden die Führungsflächen 15a' und die Außenumfangsflächen der Außenrollen 13a, welche auf der Schleppseite in der Drehrichtung vorliegen, d. h. auf der Ankerseite, einander in Kontakt gebracht, so daß die Führungsflächen 15a' die Außenumfangsflächen der Außenrollen 13a drücken. Da in der dritten Ausführungsform jede der Führungsflächen 15a' und die Mittelachse X jedes der Zapfen 8 nicht parallel zueinander angeordnet sind, wirkt eine Teilkraft auf jede der Außenrollen 13a in eine Richtung zur Bewegung zur Erstreckungsseite. Dann werden die jeweiligen Außenrollen 13a zusammen mit den Innenrollen 12a in den Axialrichtungen der Zapfen 8 nach auswärts bewegt, um gegen die Kontaktabschnitte 30B auf der Seite der Führungsflächen 15a' gedrückt zu werden. Dadurch gelangen die Innenseitenflächen der Außenrollen 13a nicht mit einem Teil auf der Innenseite in der Radialrichtung des Konstantgeschwindigkeitsgelenks 1a in Kontakt. Es ist darauf hinzuweisen, daß sich die Führungsflächen 15a' auch in der dritten Ausführungsform gerade erstrecken, so daß die Innenflächen der Außenrollen 13a nicht mit einem Teil auf der Innenseite des Konstantgeschwindigkeitsgelenks 1a in der Radialrichtung in Kontakt gelangen.

Fig. 4 zeigt die vierte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung in einer Querschnittansicht. Es ist darauf hinzuweisen, daß die vierte Ausführungsform unter besonderer Berücksichtigung unterschiedlicher Punkte gegenüber der in Fig. 1 gezeigten Ausführungsform beschrieben wird und die aus fühliche Beschreibung der übereinstimmenden Bauteile ausgelassen wird.

Die vierte Ausführungsform unterscheidet sich von der ersten Ausführungsform in den Formen des Gehäuses 3a und der Außenrollen 13a. In spezifischer Weise sind beide der Führungsflächen 15a, 15a' mit Bezug auf die Mittelachse X des Zapfens 8 nur in dem Winkel θ geneigt, in einer solchen Weise, daß sie in dem Innenteil in der Radialrichtung zusammenlaufen. Während die Führungsabschnitte 29A, 29B, welche jeweils die geneigten Kontaktflächen 30A, 30B auf den Außenseiten in der Radialrichtung aufweisen, auf den beiden Führungsflächen 15a, 15a' ausgebildet sind, sind die Innenteile in der Radialrichtung erzeugt, daß sie sich gerade erstrecken. Weiterhin ist jede Außenrolle 13a ausgebildet, daß sie eine Außenumfangsfläche aufweist, welche eine kegelförmige Oberfläche mit einer schmalen Innenseite ist, um der Neigung der Führungsflächen 15a, 15a' zu entsprechen.

Wenn ein Kraftfahrzeug mit einem Konstantgeschwindigkeitsgelenk der vierten Ausführungsform in dessen Antriebssystem zur Vorwärtsfahrt gestartet wird, dreht das Gehäuse 3a den Dreifuß 5 in die Gegenuehrzeigerrichtung (die Vorwärtsrichtung) in Fig. 4, und die Führungsflächen 15a, 15a' und die Außenumfangsflächen der Außenrollen 13a, welche auf der Schleppseite in der Drehrichtung vorliegen, d. h. die Ankerseite, werden einander in Kontakt versetzt. Dann wirkt eine Teilkraft auf die Außenrollen 13a in eine

Richtung, um sie infolge der Neigung der Führungsflächen 15a zur Erstreckungsseite zu bewegen, so daß die Außenflächen der Außenrollen 13a und die jeweiligen Kontaktflächen 30A in einem Innenteil des Konstantgeschwindigkeitsgelenks 1a in der Radialrichtung einander in Kontakt versetzt werden. Da in diesem Fall die Führungsflächen 15, 15a' ausgebildet sind, sich gerade zu erstrecken, sind die Innenseitenflächen der Außenrollen 13a nicht mit einem Innenteil des Konstantgeschwindigkeitsgelenks 1a in der Radialrichtung in Kontakt.

Demgemäß ist eine Richtung, in welche jede der Außenrollen 13a gerollt wird, mit Bezug auf die Längsrichtung jeder der Führungsflächen 15a (die Vorwärts- und die Rückwärtsrichtung in Fig. 4) nicht wesentlich geneigt, so daß die Rollbewegung der jeweiligen Außenrollen 13a entlang den Führungsflächen 15a gleichmäßig ausführbar ist. Demzufolge werden Verluste auf Grund einer Reibung vermindert, welche innerhalb des Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenks erzeugt wird, so daß der Übertragungswirkungsgrad vergrößert werden kann und weiterhin das Auftreten des Zitterns wirkungsvoll vermeidbar ist.

Wenn das Kraftfahrzeug andererseits zur Rückwärtsfahrt gestartet wird, dreht das Gehäuse 3a den Dreifuß 5 in die Uhrzeigerichtung (die Umkehrrichtung) in Fig. 4, so daß die Führungsflächen 15a' und die Außenumfangsflächen der Außenrollen 13a, welche auf der Schleppseite in der Drehrichtung vorliegen, d. h. auf der Ankerseite, miteinander in Kontakt versetzt werden. In einem solchen Fall liegen die Führungsflächen 15a' auf der Rückseite in der Drehrichtung vor, d. h. der Ankerseite, und die Außenumfangsflächen der jeweiligen Außenrollen 13a werden einander in Kontakt gebracht, so daß die Führungsflächen 15a' die Außenumfangsflächen der Außenrollen 13a drücken. Woraufhin in derselben Weise wie in dem Fall der Vorwärtsdrehung eine Teilkraft auf die Außenrollen 13a in die Richtung wirkt, um die Außenrollen 13a zur Erstreckungsseite zu bewegen, und dann werden die Außenseitenflächen der Außenrollen 13a und die jeweiligen Kontaktflächen 30B in Außenseitenabschnitten des Konstantgeschwindigkeitsgelenks 1a in der Radialrichtung einander in Kontakt versetzt. Da in diesem Fall die Führungsflächen 15a, 15a' erzeugt sind, sich gerade zu erstrecken, werden die Innenseitenflächen der Außenrollen 13a nicht mit einem Innenteil des Konstantgeschwindigkeitsgelenks 1a in der Radialrichtung in Kontakt versetzt.

Nachstehend wird das Einstellen des Neigungswinkels θ der Führungsflächen 15a und 15a' mit Bezug auf die Mittelachse X speziell beschrieben.

Wenn das Drehmoment zwischen dem Gehäuse 3a und dem Dreifuß 5 mit einem Konstantgeschwindigkeitsgelenk übertragen wird, schwingt der Zapfen 8 mit Bezug auf die Ausnehmung 6a des Gehäuses 3a rückwärts und vorwärts, wie in der Querschnittsansicht in Fig. 5 gezeigt, und die Außenrolle 13a, welche durch den Zapfen 8 getragen wird, rollt entlang den Führungsflächen 15a, 15a' rückwärts und vorwärts. In diesem Fall wirkt eine Kraft zum Ändern der Richtung der Rollbewegung der Außenrolle 13a einwärts auf die Außenrolle 13a, welche infolge eines Reibungswiderstands (Drehwiderstands) in dem kugelförmigen Betätigungsabschnitt mit der Innenrolle 12a wirksam wird. Es ist darauf hinzuweisen, daß die Außenrolle 13a in eine Richtung rechtwinklig zu der Kontakt erzeugenden mit den Führungsflächen 15a, 15a' gerollt wird, es sei denn, eine äußere Kraft wirkt darauf ein.

Andererseits wird die Richtung einer Relativverschiebung des Zapfens 8 zur Außenrolle 13a von der Auswärtsrichtung des Gehäuses 3a in die Axialrichtung in der Mittelposition eines Hubs der Rückwärts- und der Vorwärtsrollbewegung (d. h. Vor- und Zurückschwingen des Zapfens 8) der

Außenrolle 13a verändert. Aus diesem Grund wirkt ein Reibwiderstand, welcher der Relativverschiebung des Zapfens 8 folgt, als eine Kraft zum Bewegen der Außenrolle 13a nach auswärts in der ersten Hälfte des Hubs (die rechte Hälfte in Fig. 5) durch die Innenrolle 13a und als eine Kraft, um die Außenrolle 13a in der zweiten Hälfte des Hubs (die linke Hälfte in Fig. 5) nach innen gerichtet zu bewegen.

Demgemäß wirkt zum Zeitpunkt der Vorwärtsdrehung in der ersten bis dritten Ausführungsform zusätzlich zu der Komponente der Drückkraft (Einwärtskraft) des Ankerabschnitts infolge der Neigung der Führungsfläche 15a und des Drehwiderstands (Einwärtskraft) eine Kraft, um die Außenrolle 13a in der ersten Hälfte des Hubs nach außen zu bewegen auf die Außenrolle 13a und eine Kraft, um die Außenrolle 13a in der zweiten Hälfte des Hubs einwärts zu bewegen. Wenn aus diesem Grund eine Summe der Komponente der Drückkraft des Ankerabschnitts und des Drehwiderstands größer als die Kraft ist, um die Außenrolle 13a in der ersten Hälfte des Hubs nach auswärts zu bewegen, wird die Außenrolle 13a in der ersten Hälfte des Hubs nicht von der Kontaktfläche 30A beabstandet.

Zum Zeitpunkt der Rückwärtsdrehung in der ersten bis dritten Ausführungsform und zum Zeitpunkt der Vorwärts- und der Rückwärtsdrehung in der vierten Ausführungsform wird die Komponente der Drückkraft des Ankerabschnitts infolge der Neigung der Führungsfläche 15a' (der Führungsflächen 15a, 15a' in der vierten Ausführungsform) eine Auswärtskraft, so daß die Kraft zum Bewegen der Außenrolle 13a nach auswärts (die Auswärtskraft) in der ersten Hälfte des Hubs, zusätzlich zu der Komponente der Drückkraft des Ankerabschnitts (Auswärtskraft) und des Drehwiderstands (Einwärtskraft) auf die Außenrolle 13a wirkt, und die Kraft zum Bewegen der Außenrolle 13a einwärts (die Einwärtskraft) in der zweiten Hälfte des Hubs wirkt.

Wenn demgemäß die Komponente der Drückkraft des Ankerabschnitts kleiner als eine Summe des Drehwiderstands und der Kraft zum Bewegen der Außenrolle 13a einwärts ist, wird die Außenrolle 13a in der zweiten Hälfte des Hubs von der Kontaktfläche 30B beabstandet.

D. h., wenn der Neigungswinkel θ der Führungsfläche 15a' klein ist, steht zu befürchten, daß die Außenwalze 13a mit der Kontaktfläche 30A in der ersten bis dritten Ausführungsform in Kontakt gelangen kann, während zu befürchten ist, daß die Außenrolle 13a mit der Führungsfläche 15a in der vierten Ausführungsform in Kontakt gelangen kann. Diese Kontakte wirken als extrem große Reibungswiderstände gegenüber der Außenrolle 13a, um so auf Grund einer Erhöhung der Axialkraft möglicherweise ein Zittern zu verursachen. Demzufolge ist es erforderlich, den Neigungswinkel θ der Führungsfläche 15a' ausreichend groß einzustellen, so daß die Teilkraft größer als die Summe der Drückkraft des Ankerabschnitts und des Drehwiderstands ist.

Wenn der Neigungswinkel θ zu klein ist, wird die Komponente der Drückkraft des Ankerabschnitts zu klein, so daß die Außenrolle 13a von der Kontaktfläche 30B beabstandet wird und die Außenrolle 13a geneigt wird, um die Axialkraft zu erhöhen, wie in Fig. 19 gezeigt ist. Wenn andererseits der Neigungswinkel θ zu groß ist, wird die Komponente der Drückkraft des Ankerabschnitts größer als notwendig, so daß ein Kontaktdruck zwischen der Außenfläche der Außenrolle 13a und der Kontaktfläche 30A bei der Vorwärtsdrehung erhöht wird.

Demzufolge wird eine Rollbewegung der Außenrolle 13a nicht gleichmäßig ausgeführt, und die Axialkraft wird erhöht. Es ist darauf hinzuweisen, daß ein auf die Außenrolle 13a einwirkendes Drehmoment durch den Kontakt zwischen der Außenfläche der Außenrolle 13a und der Kontaktfläche

30B getragen wird, wie in Fig. 6 gezeigt ist. Folglich gilt, je länger die Strecke li oder lo (die Länge des Arms) zwischen der Kontaktmitte (die axiale Mitte der Außenrolle 13a) und dem Kontaktende ist, desto kleiner kann eine auf das Kontaktende wirkende Kontaktbelastung sein. Es ist erwünscht, daß die Kontaktposition zwischen der Außenrolle 13a und der Kontaktfläche 30B (die Höhe h von der Führungsfläche 15a') groß ist.

Gemäß den durch die vorstehend genannten Erfinder ausgeführten Versuchen hat sich gezeigt, daß in dem Fall, wenn der Neigungswinkel θ in einem Bereich von 1,5 bis 3,5 Grad eingestellt ist, vorzugsweise in einem Bereich von 2 bis 3 Grad, die auf den Zapfen 8 einwirkende Axialkraft ausreichend vermindert werden kann. Die Versuchsergebnisse sind in dem in Fig. 7 gezeigten Kurvenbild dargestellt. In Fig. 7 stellt die Abszisse den Neigungswinkel θ dar, während die Ordinate jeweils einen Wert der in dem Dreifuß 5 erzeugten Axialkraft darstellt. Solche Versuche wurden unter Veränderung eines Schnittwinkels (des Gelenkwinkels) zwischen der Mittelachse des Gehäuses 3a und der Mittelachse des Dreifußes 5 in sechs Einstellungen von jeweils zwei Grad über einen Bereich von 10 bis 20 Grad ausgeführt. Es wird darauf hingewiesen, daß die Gelenkwinkel für die Kurven in Fig. 7 rechts gezeigt sind.

Wie vorstehend beschrieben, weist das Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenk der vorliegenden Erfindung auf: ein hohlzylinderförmig ausgebildetes Gehäuse, welches in der Axialrichtung an einem Ende offen ist und an einem Ende einer ersten Drehwelle fest angeordnet ist, drei Ausnehmungen, welche im gleichen Abstand auf der Innenfläche dieses Gehäuses in der Umfangsrichtung angeordnet sind, ein Paar von Führungsflächen, ausgebildet in einander in Gegenüberlage befindlichen Positionen in jeder der Ausnehmungen, um sich entlang der Axialrichtung des Gehäuses zu erstrecken, einen Dreifuß, welcher an einem Ende einer zweiten Drehwelle fest angeordnet ist und drei Zapfen aufweist, welche sich von der Außenumfangsfläche im gleichen Abstand in der Umfangsrichtung erstrecken, um in die jeweiligen Ausnehmungen eingefügt zu werden, drei Innenrollen, welche auf den Zapfen frei drehbar angeordnet sind, und drei Außenrollen, welche auf diesen Innenrollen angeordnet sind, um frei schwingen zu können und welche die Außenumfangsflächen aufweisen, die jeweils als Rollkontaktflächen dienen und in Rollkontaktbeziehung mit den Führungsflächen angeordnet sind, wobei jede dieser Außenrollen entlang der Axialrichtung des entsprechenden Zapfens bewegt wird, so daß ein Drehmoment mit konstanter Geschwindigkeit zwischen den beiden Drehwellen übertragbar ist, selbst wenn ein Gelenkwinkel zwischen der ersten und der zweiten Drehwelle vorliegt. In einem solchen Konstantgeschwindigkeitsgelenk ist von dem Paar von Führungsflächen die Führungsfläche auf der Ankerseite zum engen Andrücken der Außenumfangsfläche der Außenrolle, wenn das Drehmoment in eine vorbestimmte Richtung übertragen wird, in einem Gelenkwinkelzustand von Null Grad nicht parallel zu der Mittelachse der Zapfen ausgebildet, und es sind Führungsabschnitte angeordnet, welche jeweils eine Kontaktfläche aufweisen, um mit einer Seitenfläche der Außenrolle auf der Ankerseite, auf der Seite in Kontakt zu treten, auf welcher ein Abstand zwischen der Führungsfläche auf der Ankerseite und der Mittelachse des Zapfens vergrößert ist, so daß zum Zeitpunkt der Übertragung des Drehmoments eine Teilkraft des Drehmoments auf die Außenrolle wirkt, in eine Richtung, in welcher der Abstand zwischen der Führungsfläche auf der Ankerseite und der Mittelachse des Zapfens vergrößert ist, wobei die Seitenfläche der Außenrolle gegen die Kontaktfläche des Führungsabschnitts gedrückt wird und es schwierig ist, mit Bezug auf die Füh-

rungsfläche auf der Ankerseite geneigt zu werden und sie leicht rollen und sich entlang der Führungsfläche auf der Ankerseite gleichmäßig bewegen kann.

Demzufolge sind die Reibungsverluste innerhalb des Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenks vermindert, um den Übertragungswirkungsgrad des Drehmoments zu erhöhen, und die auf den Dreifuß wirkende Axialkraft ebenfalls vermindert wird, so daß das Auftreten des Zitterns erschwert wird.

Bezugszeichenliste

- 1 Dreifuß- Konstantgeschwindigkeitsgelenk
- 1a Konstantgeschwindigkeitsgelenk
- 15 2 Drehwelle (erste)
- 3 Hohlzylindergehäuse
- 3a Hohlzylindergehäuse
- 4 Drehwelle (zweite)
- 5 Dreifuß
- 20 6 Ausnehmung
- 6a Ausnehmung
- 7 Muffe
- 8 Zapfen
- 9 Rolle
- 25 9a Rolle
- 10 Nadellager
- 11 Innenseitenfläche
- 12 Innenrolle
- 12a Innenrolle
- 30 13 Außenrolle
- 13a Außenrolle
- 14 Lager
- 15 Führungsnut
- 15a Führungsfläche
- 35 15a' Führungsfläche
- 16 untere Fläche
- 17 Ausnehmung
- 18 Radialnadellager
- 19 Sprengring
- 40 20 Betätigungsnut
- 21 Anschlagring
- 22 Nadel
- 23 Anschlagkranz
- 24 Zylinderfläche
- 45 25 Konvexfläche
- 26 Konkavfläche
- 27 Einfügenut
- 28 Spalt
- 28a Spalt
- 50 28c Spalt
- 29A Führungsabschnitt
- 29B Führungsabschnitt
- 30A Kontaktfläche
- 30B Kontaktfläche
- 55 31 Führungsfläche
- D13a Außendurchmesser
- D15 Abstand
- D23 Außendurchmesser
- D29 Abstand
- 60 li Strecke
- lo Strecke
- R12a Innendurchmesser
- W13a Breite
- W15 Breite
- 65 X Mittelachse
- Y Verlängerungslinie
- Y' Verlängerungslinie

1. Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenk (1a), welches aufweist:
- ein Gehäuse (3a), das hohlzylinderförmig ausgebildet, an dessen einem Ende in der Axialrichtung offen und an einem Ende einer ersten Drehwelle (2) fest angeordnet ist,
 - drei Ausnehmungen (6a), welche auf der Innenfläche dieses Gehäuses (3a) in der Umfangsrichtung im gleichen Abstand erzeugt sind,
 - ein Paar von Führungsflächen (15a, 15a'), die in jeder der Ausnehmungen (6a) in einander in Gegenüberlage befindlichen Positionen erzeugt sind, um sich entlang der Axialrichtung des Gehäuses (3a) zu erstrecken,
 - einen Dreifuß (5), welcher an einem Ende einer zweiten Drehwelle (4) fest angeordnet ist und drei Zapfen (8) aufweist, die von dessen Außenumfangsfläche in der Umfangsrichtung im gleichen Abstand vorstehen und in die jeweiligen Ausnehmungen (6a) eingefügt sind,
 - drei Innenrollen (12a), die auf den Zapfen (8) frei drehbar angeordnet sind, und
 - drei Außenrollen (13a), die auf diesen Innenrollen (12a) angeordnet sind, um frei zu schwingen, und die Außenumfangsflächen aufweisen, welche jeweils als Rollkontaktflächen dienen, die in Rollkontaktbeziehung mit den Führungsflächen (15a, 15a') angeordnet sind, wobei jede dieser Außenrollen (13a) entlang der Axialrichtung des entsprechenden Zapfens (8) bewegt wird, so daß ein Drehmoment zwischen den beiden Drehwellen (2, 4) mit konstanter Geschwindigkeit übertragbar ist, selbst wenn ein Gelenkwinkel (θ) zwischen der ersten Drehwelle (2) und der zweiten Drehwelle (4) vorliegt, wobei das Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenk (1a) dadurch gekennzeichnet ist, daß:
 - von dem Paar von Führungsflächen (15a, 15a') die Führungsfläche (15a) auf der Ankerseite zum engen Drücken der Außenumfangsfläche der Außenrolle (13a), wenn das Drehmoment in eine vorbestimmte Richtung übertragen wird, im Zustand eines Gelenkwinkels (θ) von Null Grad nicht parallel zu einer Mittelachse (X) des Zapfens (8) angeordnet ist, und
 - Führungsabschnitte (29A, 29B) angeordnet sind, welche jeweils eine Kontaktfläche (30A, 30B) aufweisen, um einen Kontakt mit einer Seitenfläche der Außenrolle (13a) auf der Ankerseite herzustellen, auf der Seite, auf welcher ein Abstand zwischen der Führungsfläche (15a) auf der Ankerseite und der Mittelachse (X) des Zapfens (8) vergrößert ist.
2. Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenk (1a) gemäß Anspruch 1, wobei Verlängerungslinien (Y, Y') des Paares von Führungsflächen (15a, 15a') jeweils eine Verlängerungslinie der Mittelachse (X) des Zapfens (8) auf der Axialmittenseite des Gehäuses (3a) kreuzen.
3. Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenk (1a) gemäß Anspruch 1, wobei eine der Verlängerungslinien (Y, Y') des Paares von Führungsflächen (15a, 15a') die Verlängerungslinie der Mittelachse (X) des Zapfens (8) auf der Axialmittenseite des Gehäuses (3a) kreuzt, während die andere die Verlängerungslinie der Mittelachse (X) des Zapfens (8) außerhalb des Gehäuses (3a) kreuzt.

4. Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenk (1a) gemäß Anspruch 1, wobei ein zwischen der Kontaktfläche (30A, 30B) des Führungsabschnitts und der Führungsfläche (15a) auf der Ankerseite erzeugter Winkel ein stumpfer Winkel ist.

5. Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenk (1a) gemäß Anspruch 1, wobei ein zwischen der Kontaktfläche (30A, 30B) des Führungsabschnitts (29A, 29B) und der Führungsfläche (15a) auf der Ankerseite erzeugter Winkel ein rechter Winkel ist.

6. Dreifuß-Konstantgeschwindigkeitsgelenk (1a) gemäß Anspruch 1, wobei die Außenumfangsfläche der Außenrolle (13a) als eine konische Fläche ausgebildet ist und das Paar von Führungsflächen (15a, 15a') geneigt ist, um im wesentlichen einen gleichbleibenden Abstand mit Bezug auf die Außenumfangsfläche der Außenrolle (13a) zu erhalten, so daß das Paar von Führungsflächen (15a, 15a') nicht gleichzeitig mit der Außenumfangsfläche der Außenrolle (13a) in Kontakt gelangt.

Hierzu 19 Seite(n) Zeichnungen

FIG. 1

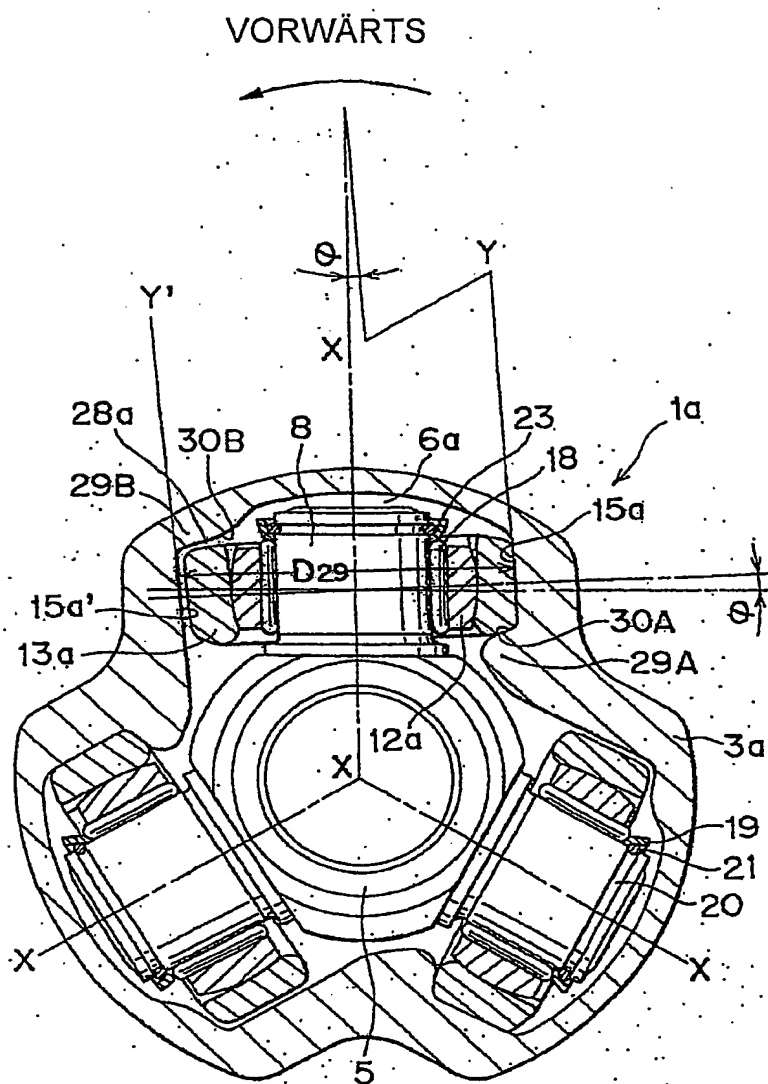


FIG. 2

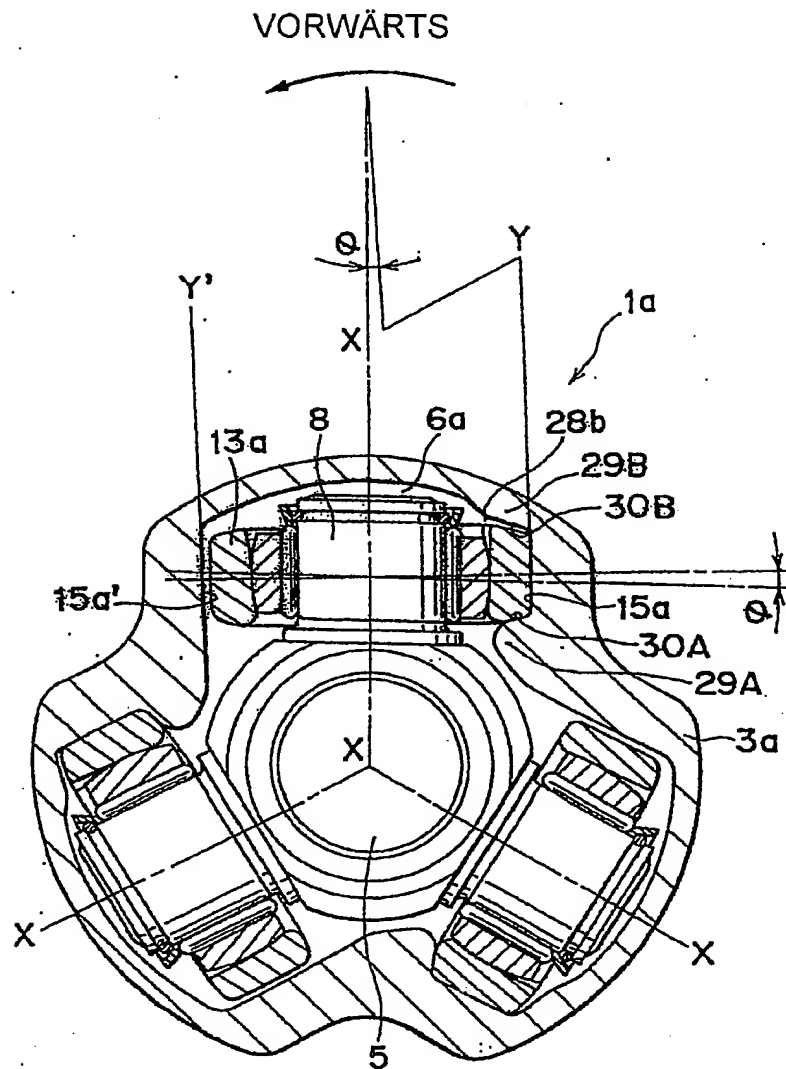


FIG. 3

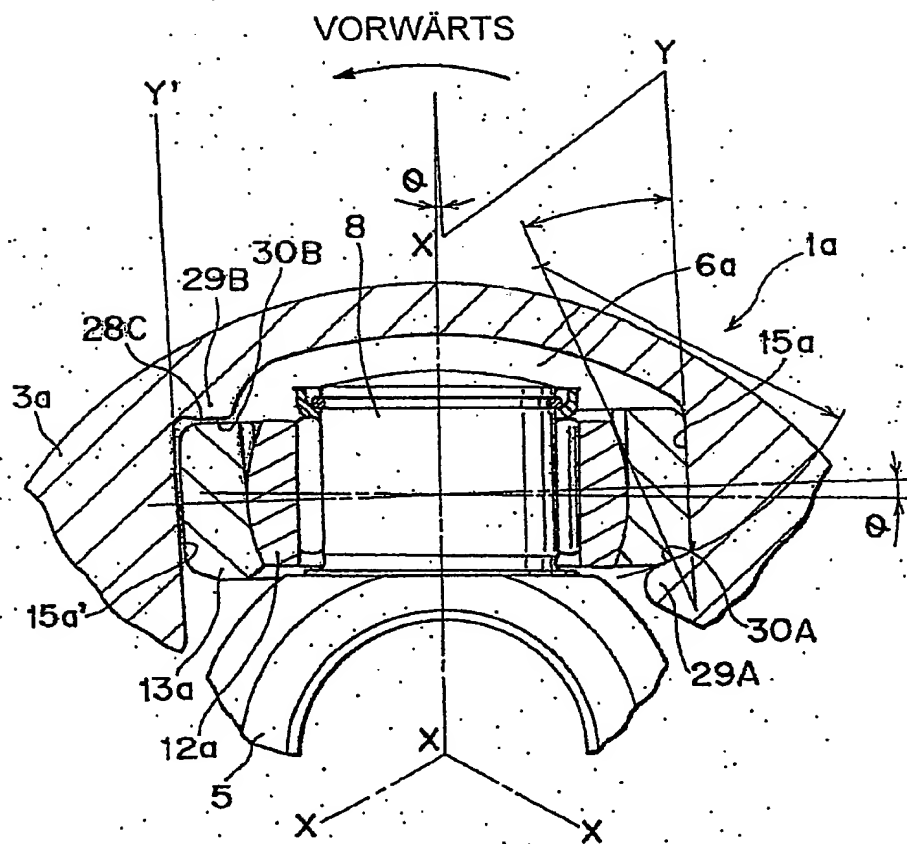


FIG. 4

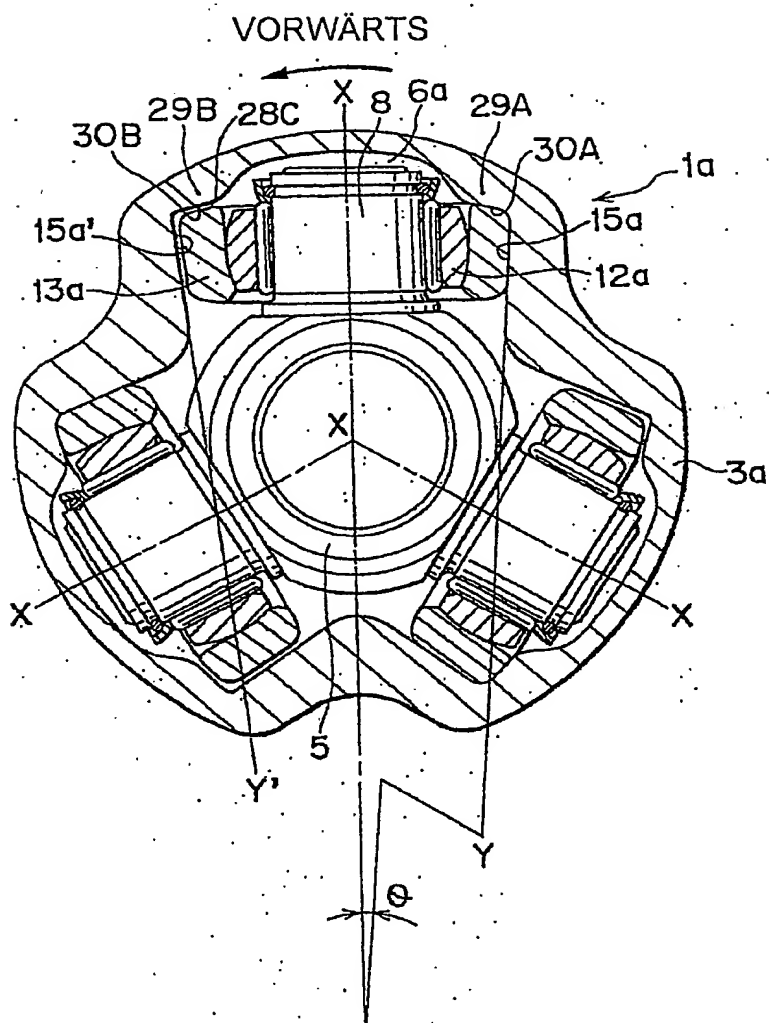


FIG. 5

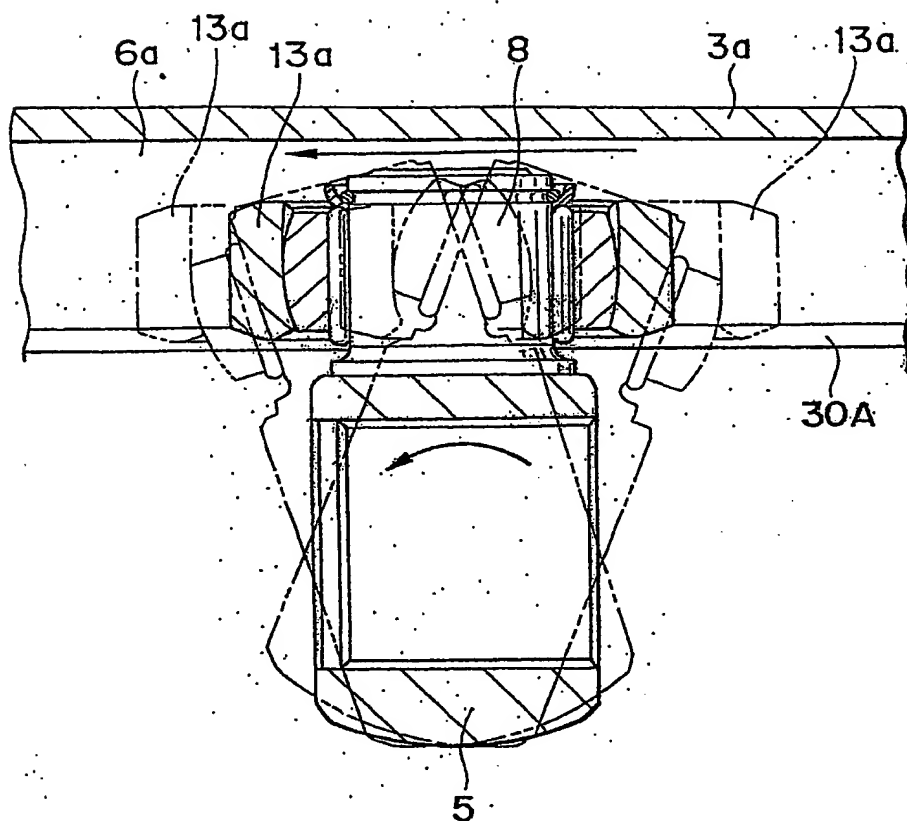


FIG. 6

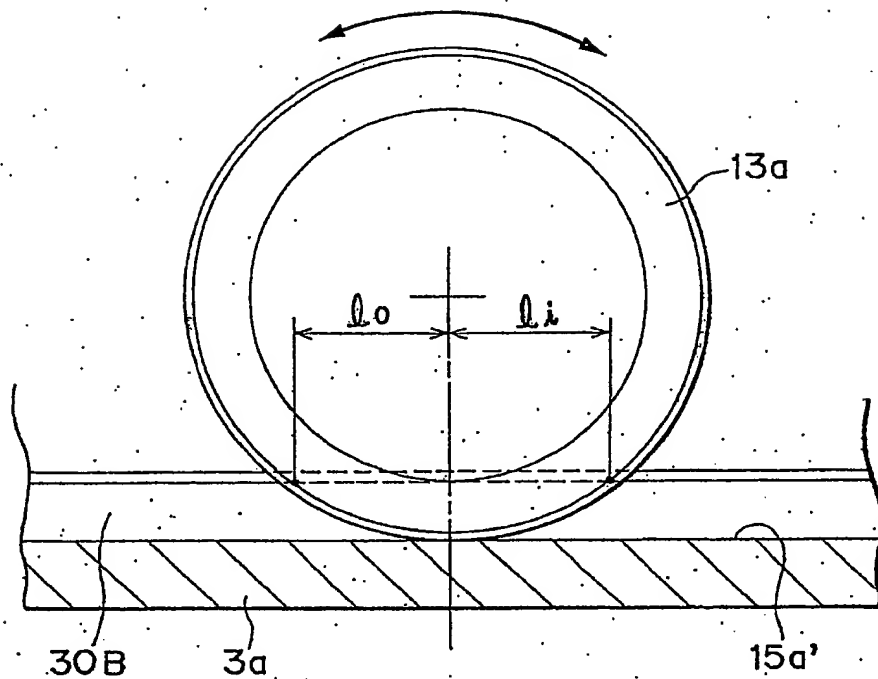


FIG. 7

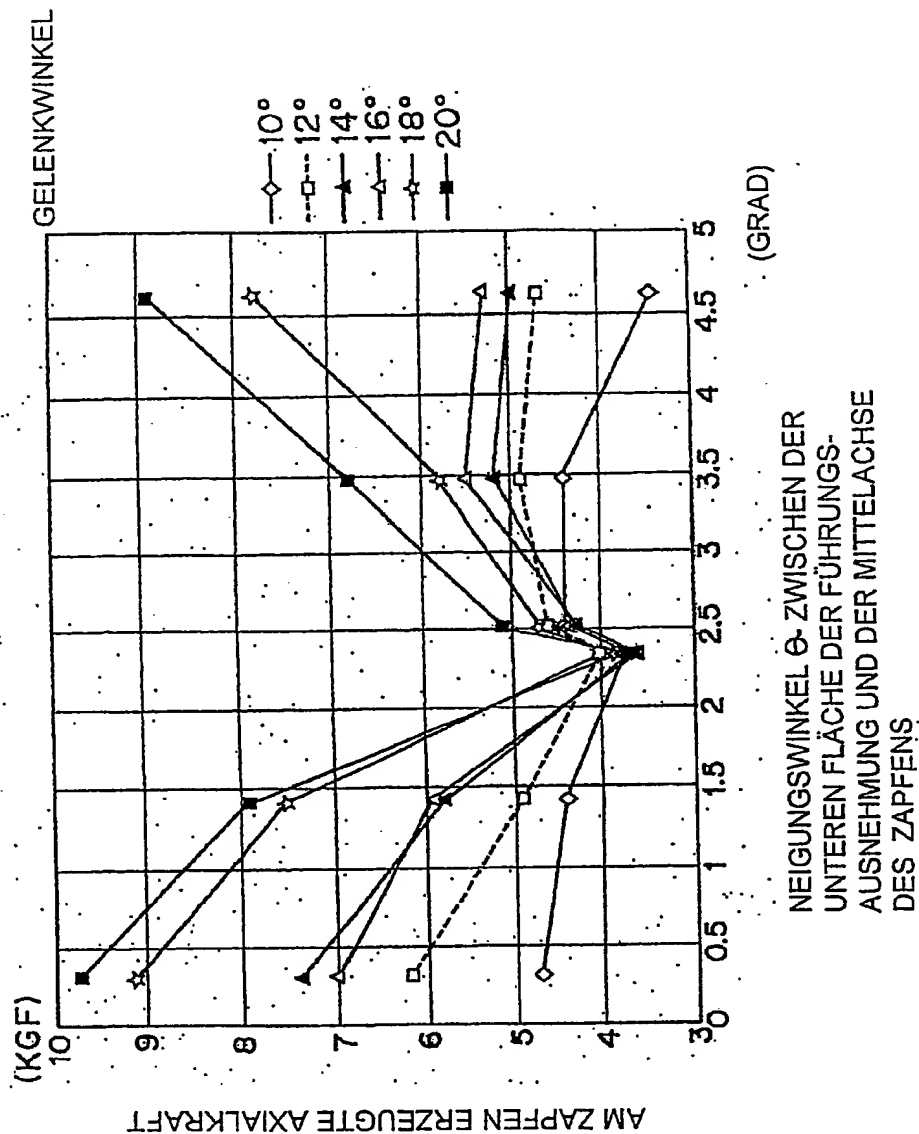


FIG. 8

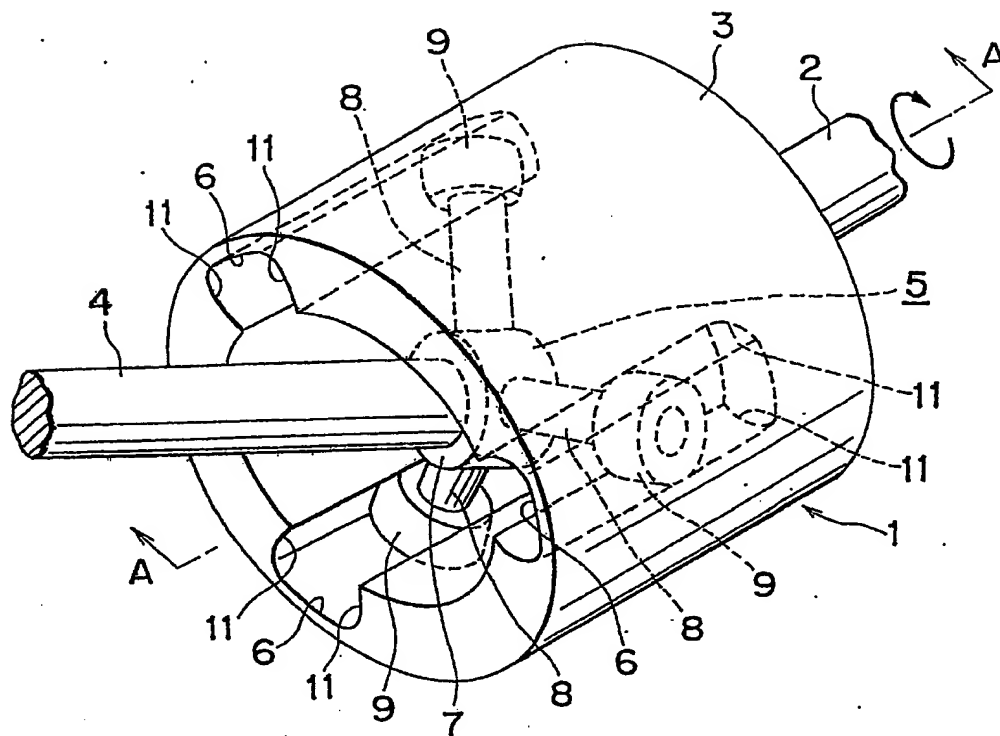
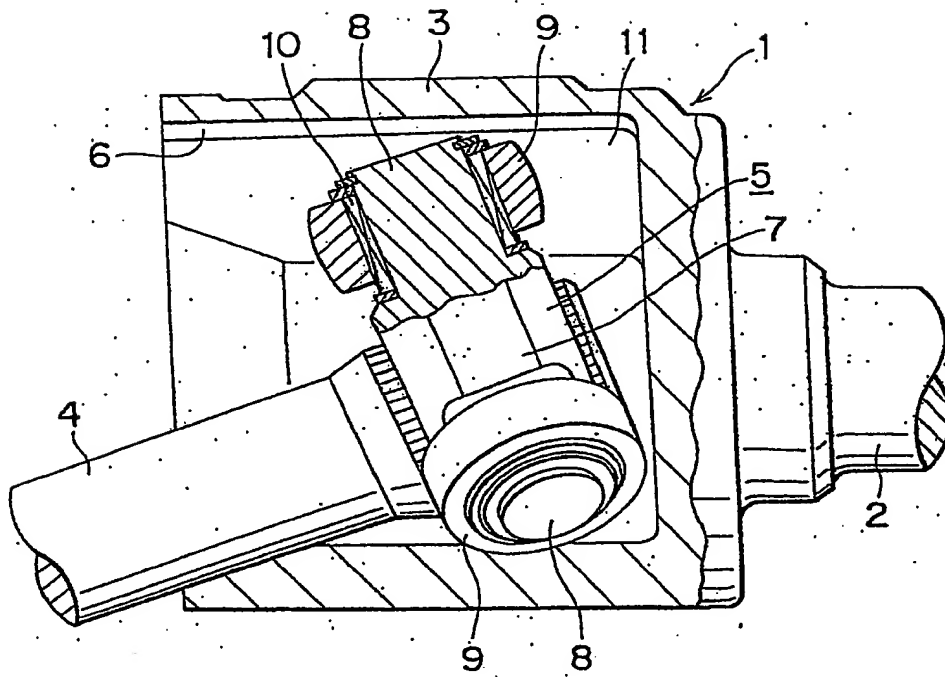


FIG. 9



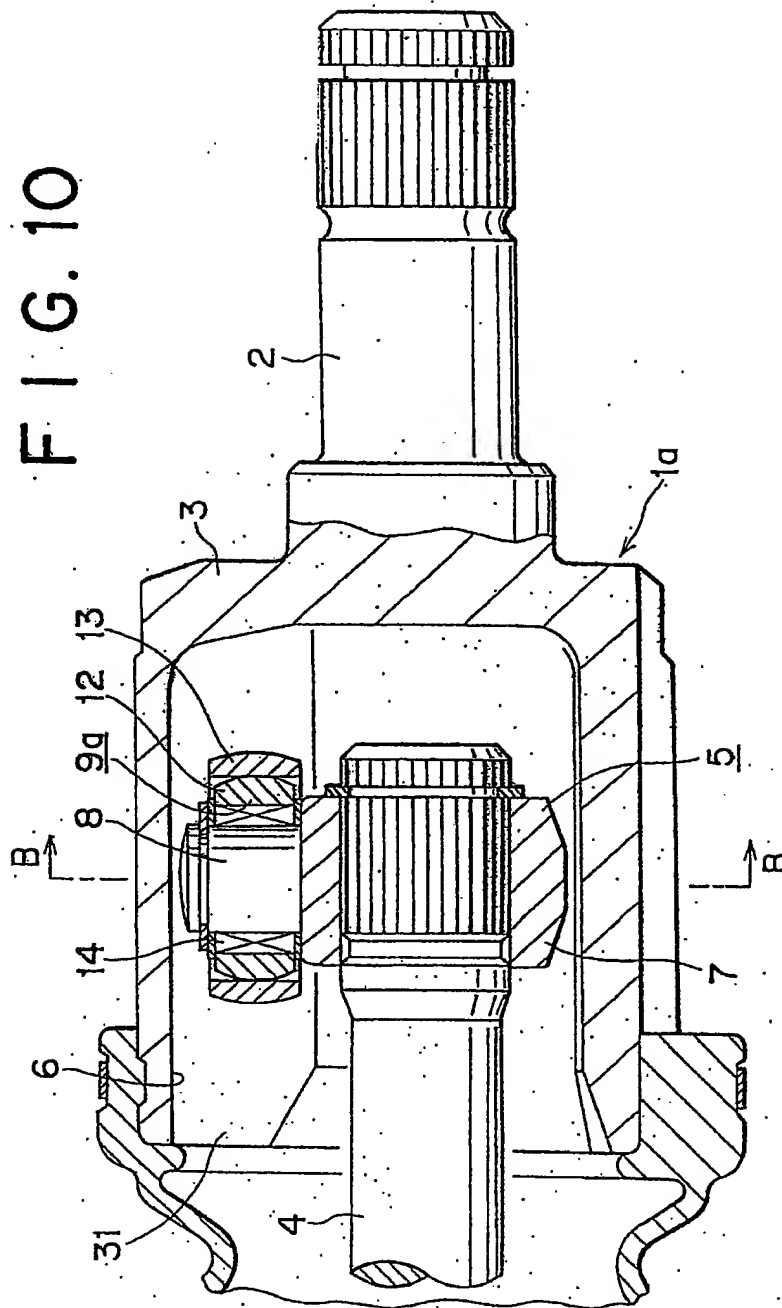


FIG. 11

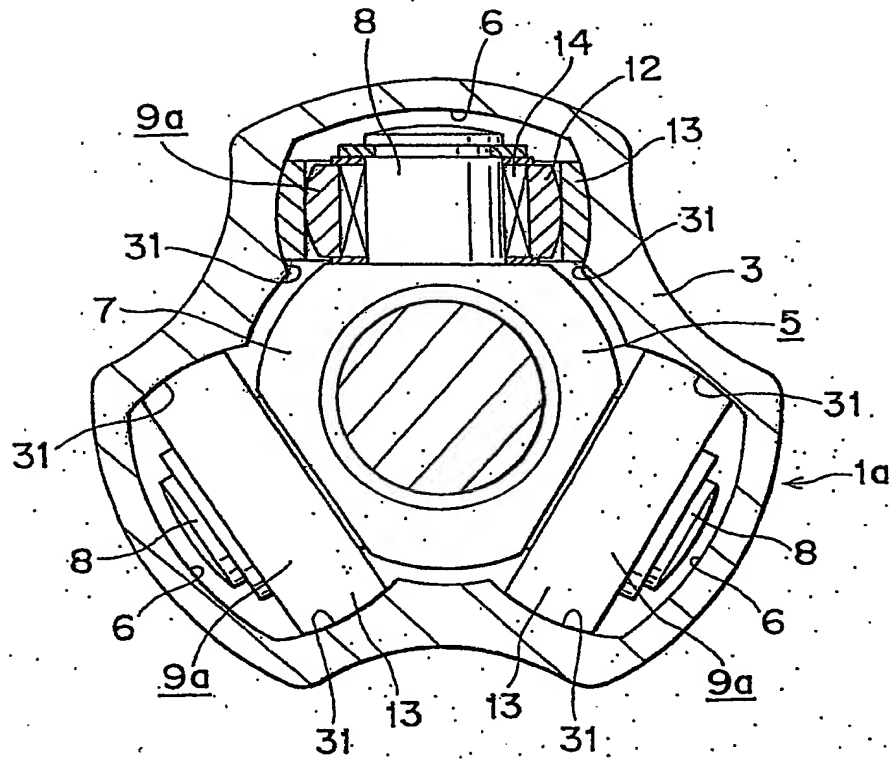


FIG. 12

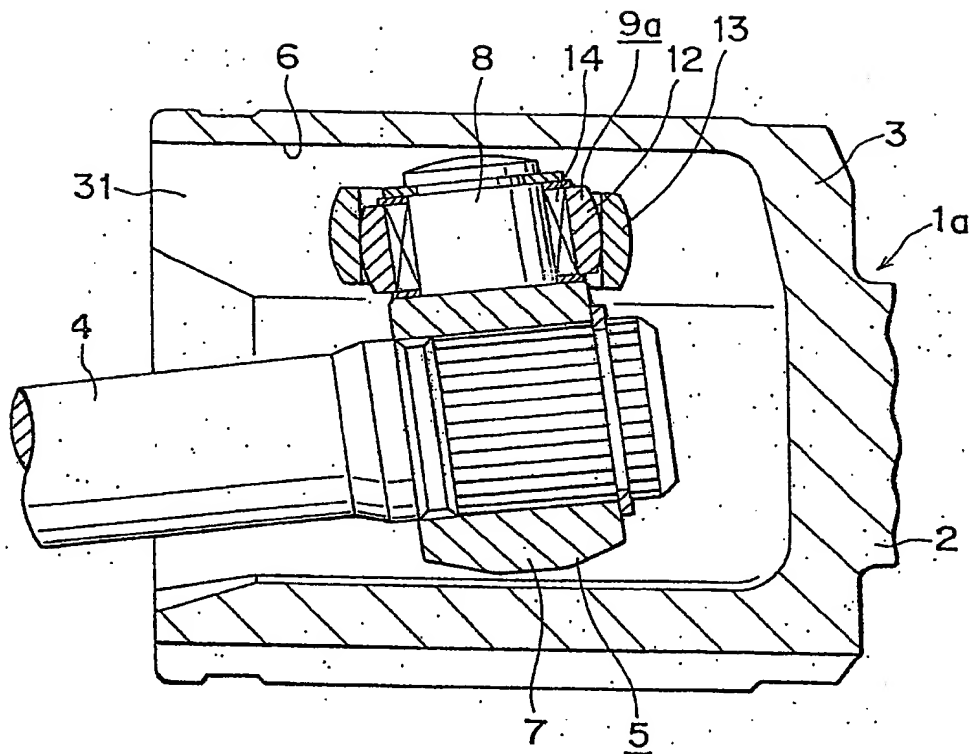
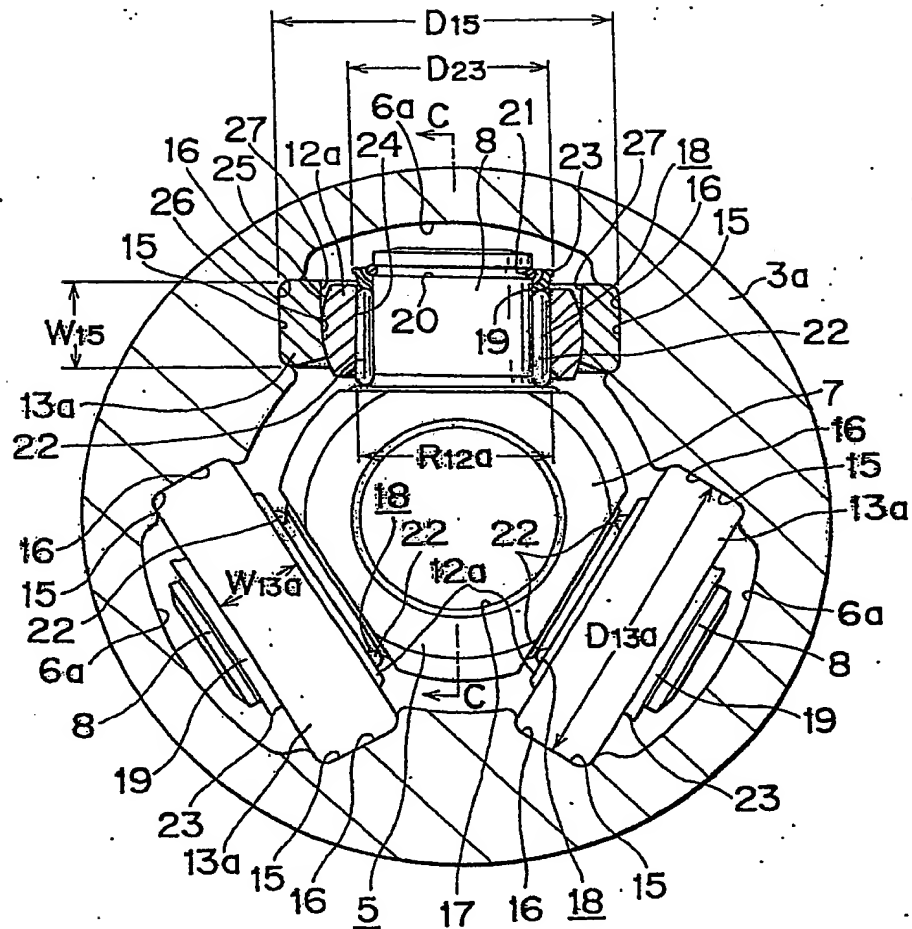


FIG. 13



F I G. 14

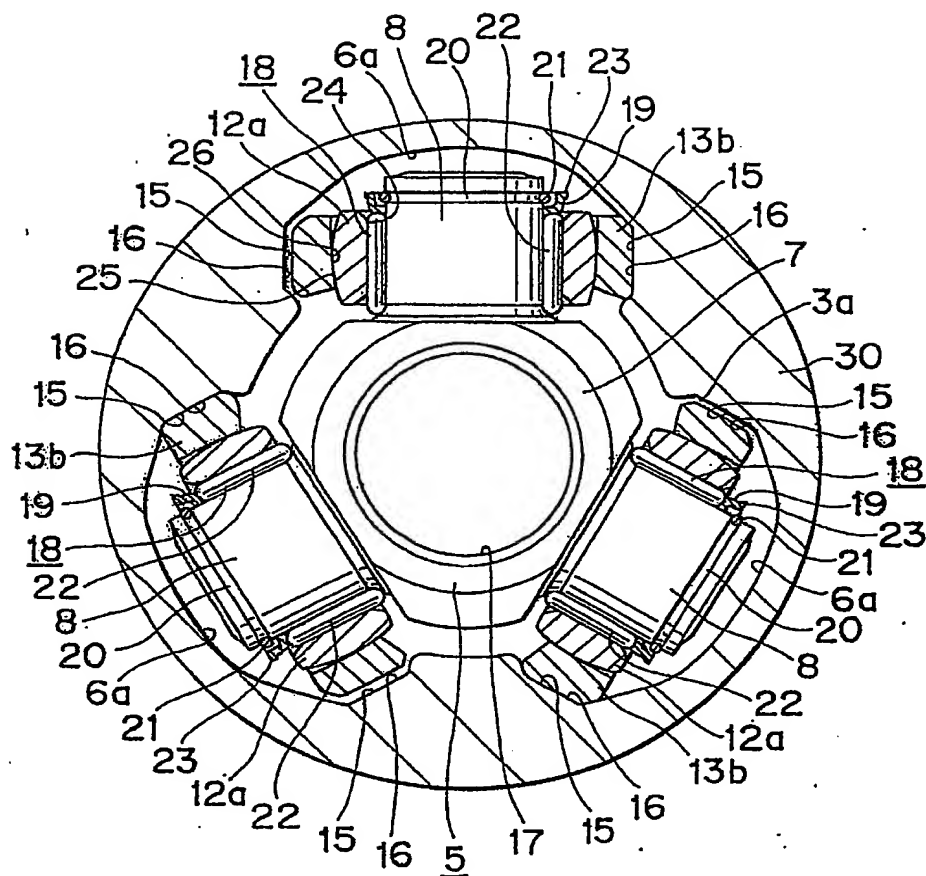


FIG. 15

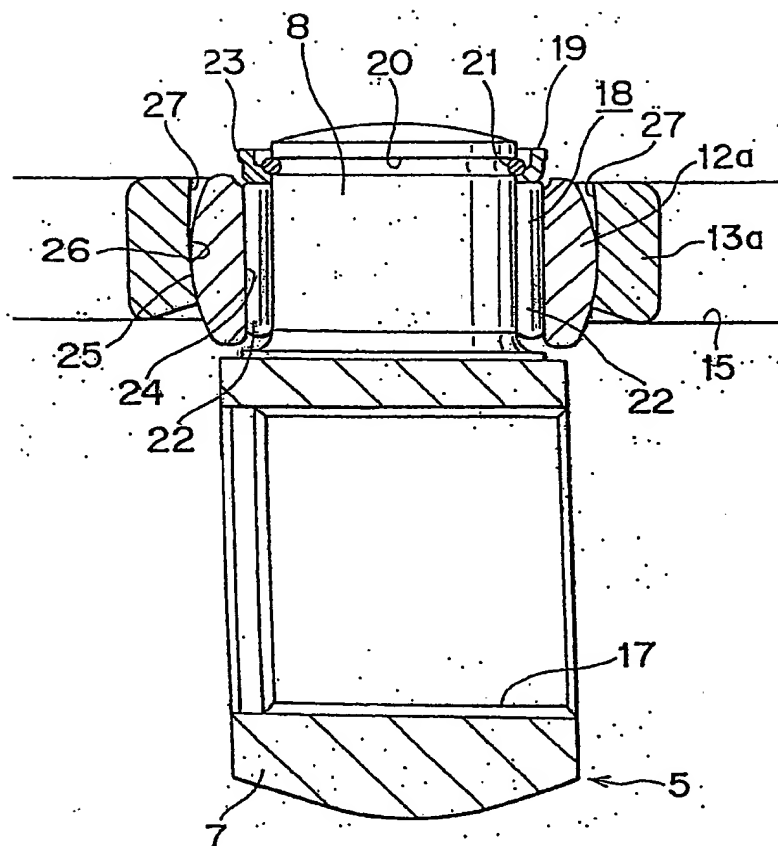
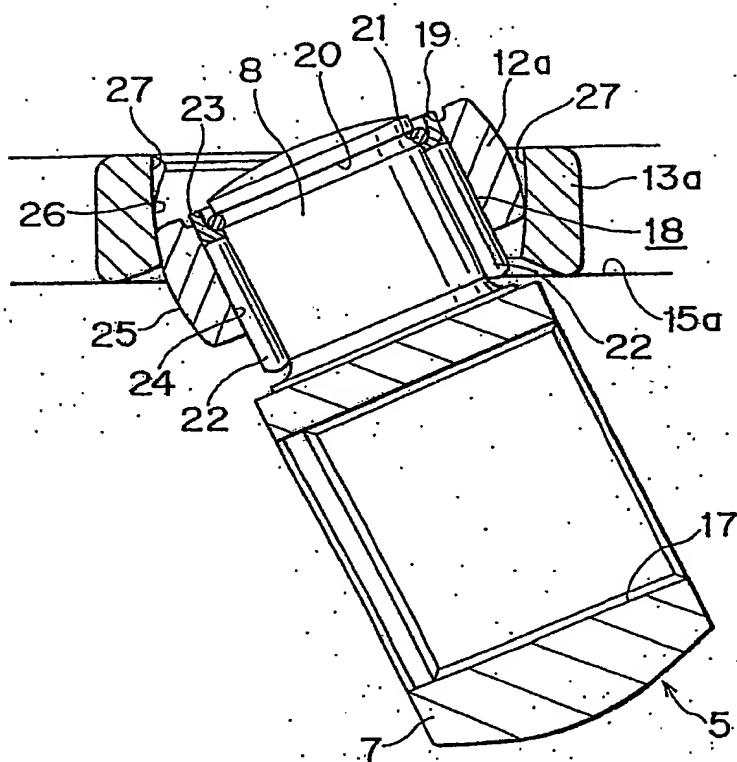
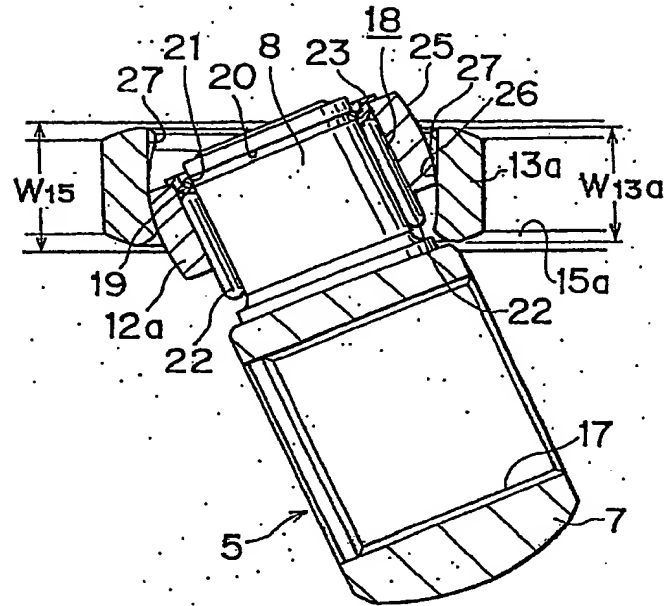


FIG. 16



F I G. 17A



F I G. 17B

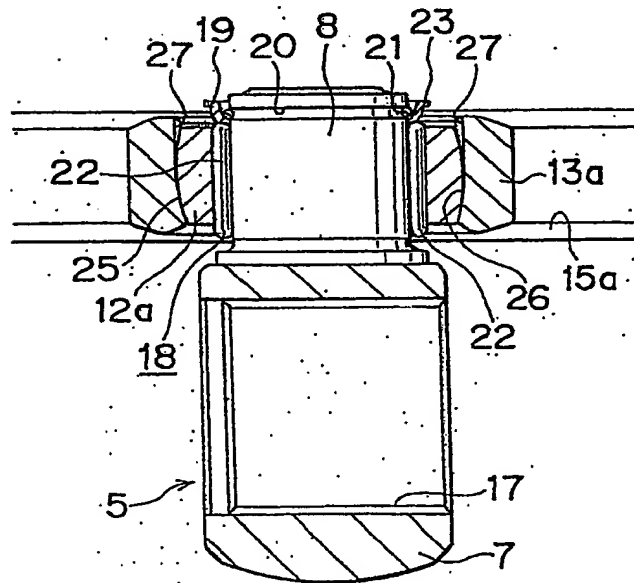


FIG. 18

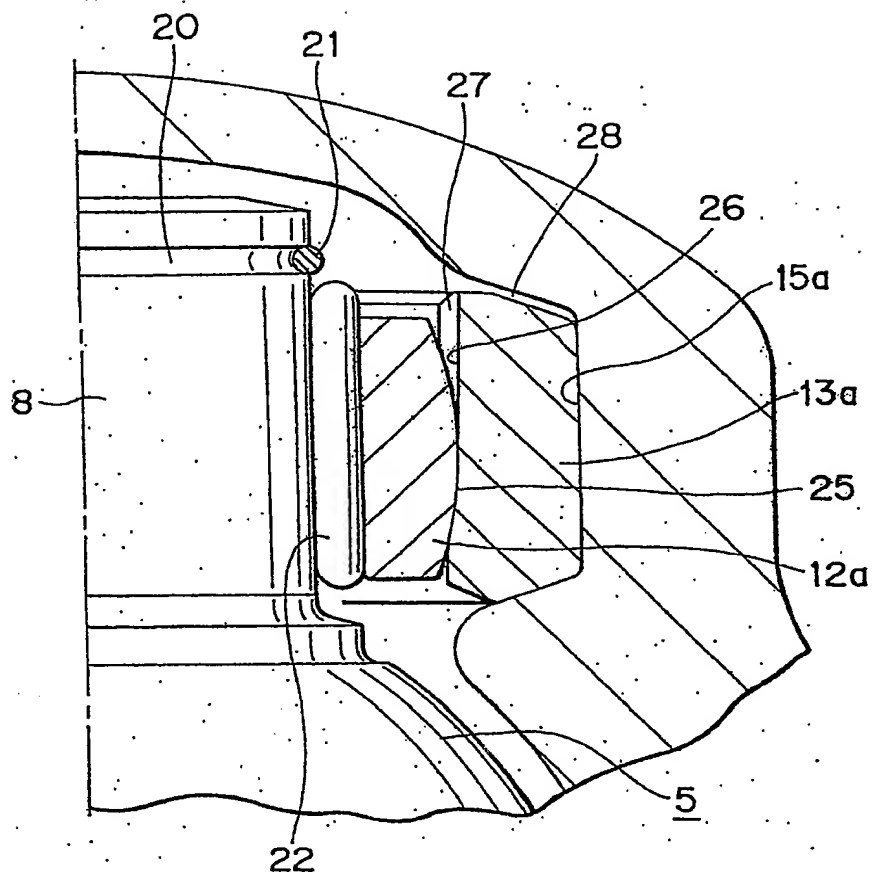


FIG. 19

